



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KROUTÍCÍ MOMENT DEFLEKTORU

TORQUE MOMENTUM OF THE JET DEFLECTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Zoltán Kaprinay

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Zoltán Kaprinay**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kroutící moment deflektoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro rychlé odstavení oběžného kola se u Peltonovy turbíny používá deflektor. Vzhledem k tomu, že deflektor je proveden rotačně symetricky kolem své osy rotace, tak normálová (tedy tlaková) síla nevytváří kroutící moment.

Příčina vzniku kroutícího momentu na deflektoru je dána existencí třecích sil.

Práce bude zaměřena na návrh modifikace přepočtového vzorce M11 deflektoru oběžného kola Peltonovy turbíny.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je zjištění velikosti kroutícího momentu na deflektoru, případně tvarování povrchu deflektoru tak, aby byly tyto vzniklé kroutící momenty při rychlém odstavení oběžného kola Peltonovy turbíny byly minimalizovány.

Seznam doporučené literatury:

Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je zjištění velikosti kroutícího momentu na čepu deflektoru Peltonovy turbíny pomocí dvoufázového CFD simulace. Důvodem zjištění momentů je nepřesný přepočtní vzorec podle normy, který podle předpokladů udává příliš nadměrné výsledky. První část je věnována teorii Peltonovy turbíny a jejích hlavních součástí. Druhá část obsahuje návrh deflektoru a vysvětlení používané metody modelování turbulence $k-\varepsilon$ a metody modelování dvoufázového proudění Volume of Fluid. Na konci práce jsou uvedeny výsledky simulace.

Klíčová slova

deflektor, Peltonova turbína, CFD, Volume of Fluid, kroutící moment

Abstract

The aim of this master's thesis is to determine the torque momentum of the jet deflector of the Pelton turbine using a two-phased CFD simulation. The reason for determining the moments is the inaccurate formula according to a standard, whose results are assumed to be too excessive. The first part is devoted to theory of Pelton turbine and its main components. The second part contains the design of deflector, explanation of the used $k-\varepsilon$ turbulence method and the Volume of Fluid two-phased flow modeling method. The results of the simulation are presented at the end of the thesis.

Keywords

deflector, Pelton turbine, CFD, Volume of Fluid, torque momentum

Bibliografická citace

KAPRINAY, Z. *Kroutící moment deflektoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 67 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Kroutící moment deflektoru* vypracoval samostatně s využitím literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně dne 25.5.2018

Bc. Zoltán Kaprinay

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce. Můj dík také patří doc. Ing. Pavlu Rudolfovi, Ph.D., za podnětné konzultace v oblasti CFD simulování dvoufázového proudění a Ing. Lucii Zemanové za praktickou pomoc v tvoření 3D modelu problému. Dále bych chtěl poděkovat rodině a blízkým za podporu během psaní této práce.

Obsah

Úvod	7
1 Peltonova turbína.....	8
1.1 Hlavní části Peltonovy turbíny	8
1.1.1 Příváděcí zařízení	9
1.1.2 Oběžné kolo a lopatky	10
1.1.3 Deflektor a deviator	11
2 Stručný popis problematiky	13
3 Návrh deflektoru	14
4 Hydraulické výpočty	16
4.1 Zadané hodnoty	16
4.2 Výpočty	17
4.2.1 Střední rychlost vodního paprsku [3]	17
4.2.2 Parametr charakterizující účinnost dýzy	19
4.2.3 Průtok [1], [3]	20
4.2.4 Průměr paprsku [1]	20
4.2.5 Jednotkové otáčky turbíny [3]	21
5 Výpočet	23
5.1 Matematické modely turbulence	23
5.1.1 Model turbulence – Realizable k-ε [5], [7]	25
5.1.2 Vícefázové proudění – metoda Volume of Fluid [8]	26
5.2 Tvorba geometrie výpočetní domény	27
5.2.1 Dekompozice geometrie a výpočetní síť	30
5.3 Numerické řešení proudění	38
5.3.1 Nastavení fyziky	38
5.3.2 Okrajové podmínky	38
5.3.3 Diskretizační schémata	41
5.3.4 Monitory	42
5.3.5 Nastavení výpočtu	42
6 Výsledky výpočtu	43
6.1 Reziduály a kroutící moment	43
6.2 Vizualizace proudění	44
6.3 Číselné výsledky	52
6.4 Vyhodnocení výsledků	53
6.4.1 Třecí a tlakové síly	53
6.4.2 Porovnání výsledků získaných dle norem a pomocí CFD simulace	55
6.4.3 Modifikace vzorce M_{1ld}	58

Závěr.....	59
7 Seznam použitých zdrojů	61
8 Seznam použitých symbolů a zkratk	63
9 Seznam obrázků a tabulek.....	65

Úvod

Peltonova turbína se řadí mezi turbíny akční, což znamená, že při průtoku oběžným kolem tlak vody nemění. Peltonova turbína funguje pomocí dýzy, z kterého voda vystupuje ve formě vodního paprsku na koreček lopatky oběžného kola. Nouzové odstavení proudu vody na oběžné kolo není možné provádět pomocí zasouvání jehly do hrdla dýzy za krátký čas, působilo by to hydraulický ráz, který může poškodit příváděcí potrubí. Pro takové případy se používá deflektor nebo deviator.

Tento bezpečnostní systém zabírá do vodního paprsku, tím ho odkloní a odvede do odpadu. Při tomto stavu se jehlu dá postupně zasouvat do hrdla. Rozdíl mezi deflektorem a deviatorem je v tom, že deflektor zabírá do vodního paprsku ze spodní strany, a deviator z horní.

Při návrhu řízení deflektoru je nutné znát kroutící moment, který působí na čep deflektoru. Podle mezinárodní normy IEC 60 193, se přepočet kroutícího momentu dělá takovým způsobem, jako by kroutící moment vznikl pouze od tlakových sil.

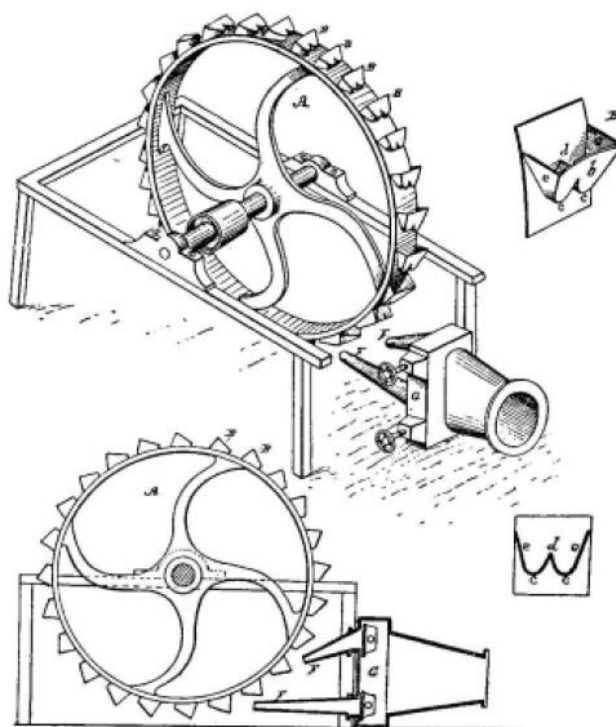
Jestliže je deflektor konstruován jako rotačně symetrický kolem své osy rotace, pak nosníky všech normálových (tlakových) sil prochází osou rotace, tedy neexistuje rameno, a tím neexistuje ani kroutící moment. To znamená, že vznik kroutících momentů vůbec nesouvisí s tlakovými silami. Příčina vzniku může být uvažování třecích (viskózních) sil na omývané ploše deflektoru.

Důvodem zjištění kroutícího momentu je možný návrh jednoduššího řízení deflektoru, například hydraulický systém by mohl být nahrazen elektromotorem.

V této diplomové práci je zvolená metoda pro výpočet kroutících momentů dvoufázová CFD simulace problematiky. Výpočet momentů je proveden na tři různé spády pro různé pozice deflektoru. Výsledky simulace jsou porovnány s výsledky získanými podle normy.

1 Peltonova turbína

Turbíny, u kterých se při průtoku oběžným kolem tlak vody nemění, se nazývají rovnotlaké, nebo akční. Jeden z těchto typů turbín je Peltonova turbína, která byla navržena dle Lester Allan Peltona v roce 1878 v Kalifornii. [1], [2]



Obrázek 1: Patent Peltonovy turbíny z roku 1880 [9]

Hlavní princip turbíny spočívá v přeměně tlakové energie vody na kinetickou a následné přetransformování na pohybovou energii oběžného kola. K přetransformování dochází pomocí tečného dopadu paprsku na koreček rotoru. Proud vody je lopatkou odchylován a pokračuje svou cestou volně bez savky do odpadu pod oběžným kolem. [1], [3]

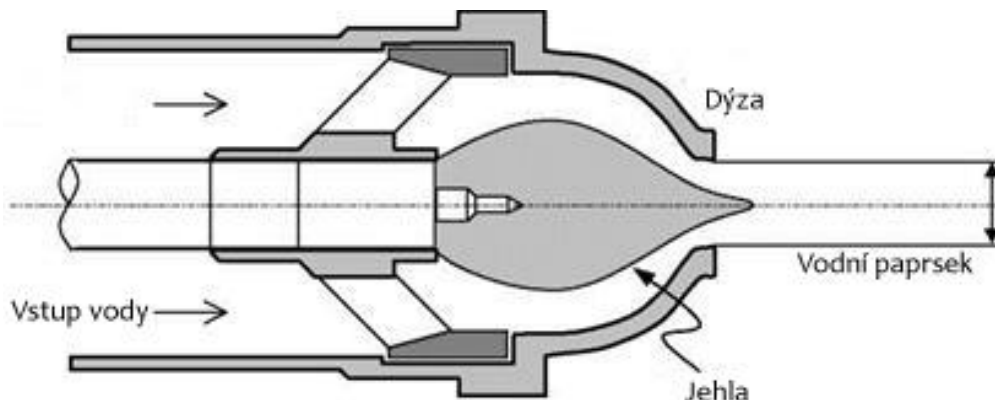
Peltonova turbína se používá pro malé průtoky při velkých spádech. Většinou je nainstalována v horách na malých tocích, v horizontálním nebo vertikálním uspořádání. Účinnost malých turbín je 80 až 85%, u velkých je 85 až 95%. Specifické otáčky se nachází v rozmezí 4 až 35 ot/min na jednu dýzu. [1], [2], [3]

1.1 Hlavní části Peltonovy turbíny

Konstrukce Peltonovy turbíny se skládá ze 3 hlavních součástí. Z potrubí voda vstupuje do příváděcího zařízení, která je vyrobena jako dýza. Z dýzy voda vystupuje ve formě paprsku na lopatky, které jsou namontovány na oběžné kolo. [1], [2], [3]

1.1.1 Přívádčí zařízení

Voda vstupuje z potrubí kruhového průřezu do jedné nebo více dýz. Dýza umožňuje přeměnu tlakové energie vody na energii kinetickou (pohybovou). Poloha dýzy je nastavena tak, aby směr paprsku vody na oběžné kolo byl tangenciální. [1], [2], [3]

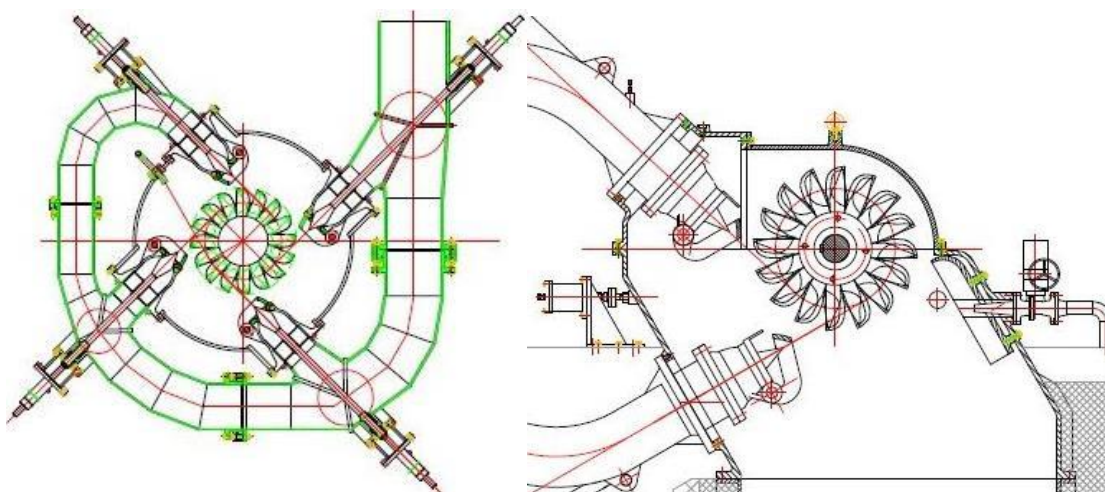


Obrázek 2: Dýza Peltonovy turbíny [10]

Uvnitř dýzy se nachází jehla, která se posunuje v ose proudění vody. Jehla slouží jako regulační prvek výkonu. Při zasouvání jehly do hrdla dýzy se postupně reguluje průtok, a tím i velikost paprsku, který dopadá na lopatku. S regulováním průtoku, jako u jiných turbín, se reguluje výkon celé soustavy. [1], [2], [3]

Celý prvek je umístěn v koleně přívodního potrubí. Při návrhu hrdla a hrotu se klade důraz na možnost výměny. U malých strojů pohyb jehly zajišťuje šroub, který je ovládán ručně. U větších turbín se používá automatický otáčkový regulátor. [1], [3]

Hltnost turbíny lze zvýšit zvýšením počtu dýz. U vertikálním uložení oběžného kola až 6, u horizontálním 2 (viz Obrázek 3). [1]



Obrázek 3: Vertikální, pohled z hora (vlevo) [11], Horizontální, pohled z boku (vpravo) [12]

1.1.2 Oběžné kolo a lopatky

Oběžné kolo Peltonovy turbíny se nachází těsně za dýzou. Oběžné kolo je na hřídel připevněno klínem, perem, nebo při letném uspořádání přírubou. Existují kola, která jsou vyráběna z jednoho kusu (viz Obrázek 4 vlevo). Jedná se o odlitek z litiny, nebo pro vyšší obvodové rychlosti z ocelolitiny. Tento typ kol je kvůli obtížnému obrábění lopatek méně používán, než lopatky s přilítými stopkami, které jsou přišroubovány na disk kola (viz Obrázek 4 vpravo). [1]



Obrázek 4: Kolo z jednoho kusu (vlevo) [13], s přišroubovanými lopatkami (vpravo) [14]

Tato metoda výroby je dražší, ale je nejpoužívanější. Uspadňuje přesnější vybroušení a vyleštění lopatek, popřípadě umožňuje jednodušší výměnu vadných lopatek. [1]

Lopatky mají tvar korečku, musí zajistit dokonalé odchylování vodního paprsku, aby proud mohl předat svoji energii. Jsou ostřím rozděleny na dvě symetrické části, a aby paprsek zasáhl v nejpříznivějším postavení (kolmo na lopatku), má na radiálně nejvzdálenějším okraji výřez. [1], [3]



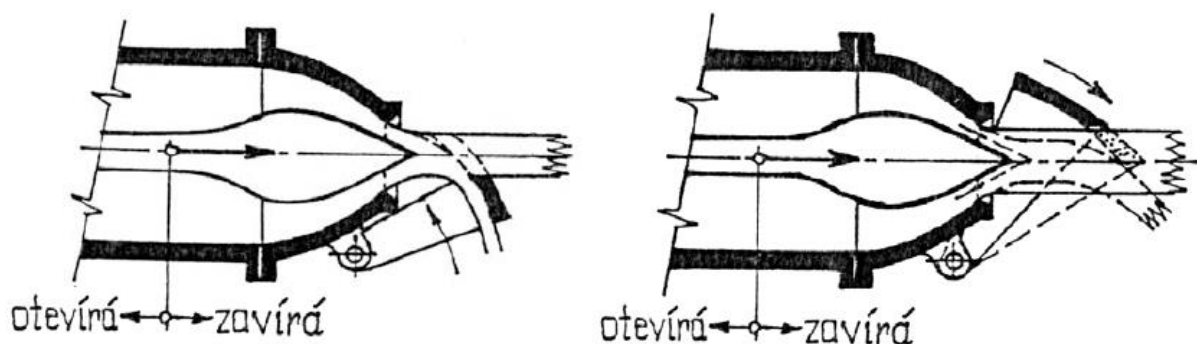
Obrázek 5: Lopatky Peltonovy turbíny [15]

Při výrobě lopatek jsou kladeny vysoké nároky na přesnost. Vnitřní část musí být přesně broušena, pak vyleštěna. Lopatky nesmějí mít žádné závady. Počet lopatek kvůli vyvážení musí být vždy sudý, a to v rozsahu 18 až 26 kusů. Při určení počtu lopatek se největší důraz klade na to, aby částčky vodního paprsku musely odevzdávat všechnu kinetickou energii. Dalším kritériem je to, aby žádná vodní částčka neprošla turbínou. [1]

1.1.3 Deflektor a deviator

Pro zabránění velkému zvýšení otáček musí být pohyb jehly pro odstavení proudu velmi rychlý. Rychlé uzavření proudu vody působí hydraulický ráz, který vyvolá velké tlakové vlny a může poškodit příváděcí potrubí. Aby se zabránilo tomuto jevu, nemůže být jehla rychle vsunuta do hrdla dýzy. [1], [3], [4]

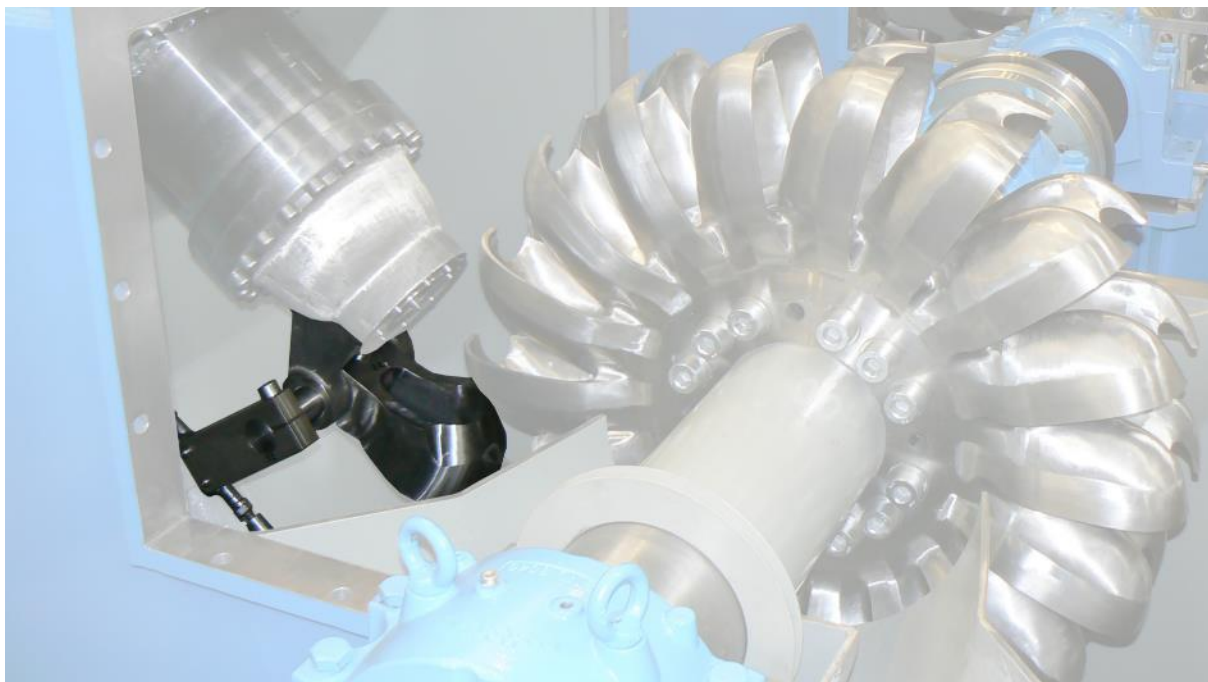
V starších dobách byl v turbíně nainstalován synchronní ventil, který při nouzovém odstavení oběžného kola vypouštěl průtok do odpadu. V současnosti se používá dvojitá regulace turbíny. Hlavní princip dvojité regulace spočívá v tom, že za výtokem dýzy je namontován deflektor nebo deviator, který zasáhne, a tím vychýlí vodní paprsek z jeho dráhy a odvede do odpadu. Současně s vychýlením paprsku jehla zařízení pomalu zavírá, a tím ráz v potrubí nenastane. [1]



Obrázek 6 : Deflektor (vlevo) a deviator (vpravo) [4]

Deflektor nebo deviator je tedy bezpečnostní zařízení, které umožňuje rychlé odstavení turbíny při pomalém zavírání jehly. Kromě toho slouží k jemné regulaci výkonu.

Deflektor (viz Obrázek 6 vlevo) působí tak, že zabírá do vodního paprsku ze spodní strany. Při úplném odříznutí paprsku se vyžaduje, aby vykonal zdvih rovnající se průměru paprsku. Deflektor se používá nejčastěji, protože reguluje jemněji. [1], [4]



Obrázek 7: Deflektor Peltonovy turbíny namontován na dýzu [16]



Obrázek 8: Deflektor namontován na dýzu (foto z exkurze ČKD Blansko)

Deviator (viz Obrázek 6 vpravo) zabírá do paprsku z horní strany. Pro celkové odříznutí paprsku stačí pouze poloviční zdvih. [1], [4]

2 Stručný popis problematiky

Dimenzování řízení deflektoru probíhá podle mezinárodní normy IEC 60 193, která říká, že přepočet kroutícího momentu na čepu deflektoru je prováděn podle vztahu:

$$M_{11d} = \frac{M_{Kd}}{d^3 \cdot H} \quad (2.1)$$

kde:

M_{11d} jednotkový moment deflektoru [Nm]

M_{Kd} kroutící moment deflektoru [Nm]

d průměr ústí dýzy [m]

H čistý spád [m]

Norma přepočítá kroutící moment takovým způsobem, jako by kroutící moment M_{Kd} vznikl pouze od tlakových sil.

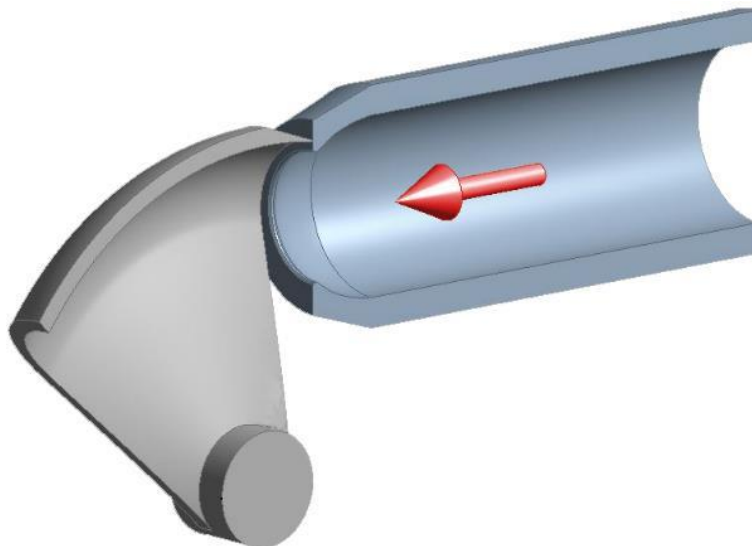
V případě, když je deflektor proveden jako rotačně symetrický kolem své osy rotace (tedy kolem osy čepu), nosníky všech normálových (tlakových) sil procházejí osou rotace, a tak je rameno sil k této ose vždy rovno nule.

Příčina vzniku kroutícího momentu nesouvisí s tlakovými silami. Jinou možností, jak může vznikat na čepu kroutící moment, je možnost působení třecích (viskózních) sil na omývané ploše deflektoru.

Pro zjištění kroutícího momentu způsobeného třecími silami byla zvolena metoda CFD. Numerický výpočet byl prováděn pro jeden deflektor, který byl dimenzován tak, aby momenty způsobené od tlakovými silami byly anulovány. Moment byl vypočítán pro různé polohy deflektoru (podle úhlu zavírání), a to pro tři různé spády podle zadání. Jako výsledek byl očekáván výrazně menší kroutící moment oproti vypočtenému podle normy IEC 60 193.

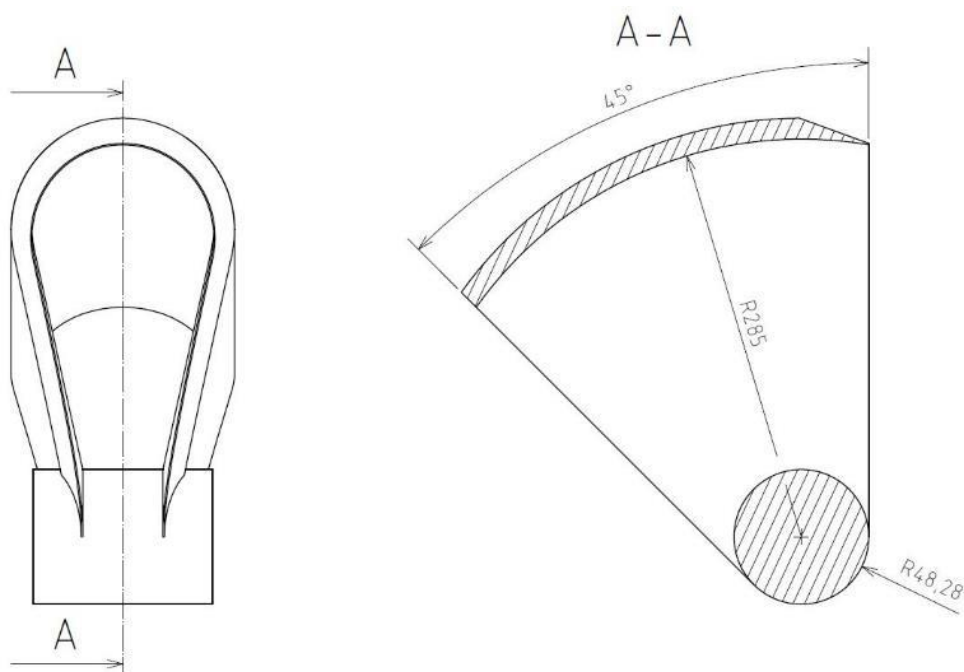
3 Návrh deflektoru

Konstrukce deflektoru musí být robustní kvůli velkým silám působícím na ni, a dále kvůli tomu, aby byla zaručena bezpečnost řízení. [1]



Obrázek 9: 3D model deflektoru (vlevo) a dýzy (vpravo) v řezu. Šípka ukazuje směr proudění. Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému.

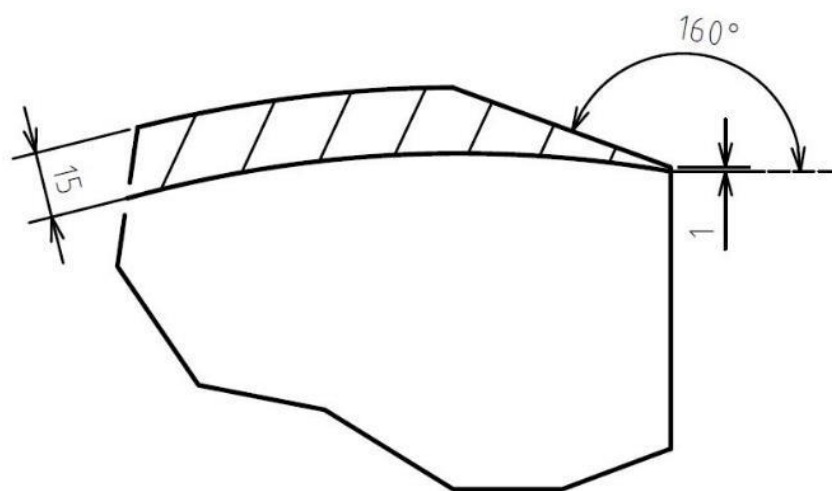
Návrh v této diplomové práci byl proveden tak, aby krouticí moment na čepu byl působen pouze třecími silami, to znamená, že krouticí moment působený takovými silami musí být nulový. Tohoto řešení bylo docíleno tak, že tvar plochy deflektoru byl navržen jako část kružnice se středem stejným, jako střed čepu deflektoru.



Obrázek 10: Deflektor – pohled ze směru proudění (vlevo), řez z bočního pohledu (vpravo)

Na obrázku 9 je vidět řez deflektoru z bočního pohledu. Vnitřní tvar, jak už bylo zmíněno, je část kružnice, která má střed v stejném bodě, jak střed čepu. Poloměr čepu je $R_c = 48,28 \text{ mm}$, a poloměr tvořící křivky obtékané plochy je $R_k = 285 \text{ mm}$. Délka deflektoru (45°) byla zvolena podle průměru a počátku vodního paprsku. Důležité bylo, aby deflektor při úplném zavření odklonil celý paprsek.

Obrázek 10 ukazuje detailní pohled na vstupní hranu deflektoru. Hydraulické řešení pro snížení momentu působícího od tlakových sil na čepu, je zkosení vstupní hrany. Zkosení bylo prováděno pod úhlem 20° . Pro odstranění ostré hrany v praxi se používá zaoblení. Kvůli zjednodušení geometrie pro CFD výpočet, bylo namísto zaoblení provedeno jednoduché oříznutí hrany o 1 mm.



Obrázek 11: Detailní pohled na vstupní hranu deflektoru

Anulování tlakových sil, které působí kroutícím momentem na čep, úplně není možné. V případě, když deflektor není úplně zavřený, vodní paprsek se dotýká vstupní hrany, což působí tlakové síly. Nositelky vzniklých tlakových sil neprotínou osu rotace deflektoru, a tím vzniká kroutící moment působící na čep.

4 Hydraulické výpočty

Tato kapitola obsahuje vysvětlení vzorců a výpočet veličin potřebných pro dimenzování deflektoru a zjištění kroutícího momentu.

4.1 Zadané hodnoty

Znamé parametry turbíny jsou následující:

Čistý spád:	$H =$	60, 120, 240	[m]
Jednotkový průtok dýzy:	$Q_{11} =$	2.6	[m ³ /s]
Průměr dýzy:	$d =$	0.1077	[m]
Parametr charakterizující účinnost dýzy:	$\varphi =$	0.97	[1]

V této diplomové práci byla hodnota hustoty uvažována jako $\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$, a gravitační zrychlení $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$.

Čistý spád turbíny je dán vztahem $H = H_B - H_Z$, kde H_B je brutto spád, který je dán rozdílem horní a dolní hladiny a H_Z je ztrátová výška. Ztrátová výška je energeticky nevyužitelná. [1], [2], [3], [4]

Přepočteme-li parametry turbíny na spád 1 m a na průměr 1 m, dostaneme jednotkové hodnoty. Tyto hodnoty se hlavně využívají pro grafické zachycení vlastností turbín. [1] Vztah pro jednotkový průtok pro jednu dýzu je následující:

$$Q_{11} = \frac{Q}{d^2 \sqrt{H}} \quad (4.1)$$

kde:

Q_{11}	jednotkový průtok dýzy	[m ³ /s]
Q	průtok	[m ³ /s]
d	průměr ústí dýzy	[m]
H	čistý spád	[m]

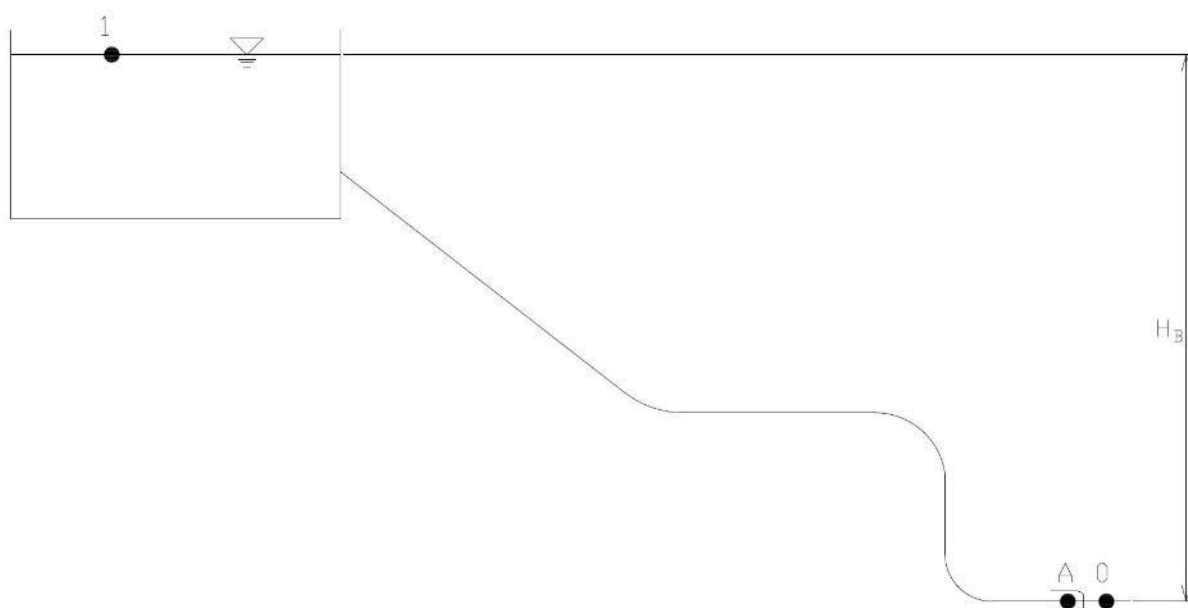
Konstanta φ , parametr charakterizující účinnost dýzy se používá tehdy, když při výpočtu bereme do úvahy ztráty v dýze. Hodnota účinnosti dýzy nachází v rozmezí 0,95 až 0,98. [1], [3]

4.2 Výpočty

4.2.1 Střední rychlost vodního paprsku [3]

Střední rychlosti vodního paprsku bylo nutné vypočítat, protože tyto hodnoty byly používány jako jedny z okrajových podmínek pro CFD výpočty.

Peltonova turbína je akční stroj, to znamená, že celý spád H se přemění na rychlost. Odvození vzorce pro rychlost vychází ze zákona zachování mechanické energie, a to je Bernoulliho rovnice.



Obrázek 12: zjednodušené schéma horní nádrže, přívodního potrubí a dýzy

Na zjednodušeném schématu Peltonovy turbíny (viz obrázek 12), je bod 1 umístěn na hladině horní nádrže, bod 2 je uvnitř dýzy a bod 0 je místo, kde má vodní paprsek vystupující z dýzy nejmenší průměr. Kóta H_B značí brutto spád turbíny.

Bernoulliho rovnice mezi bodem 1 a A má následující tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gH_1 = \frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} + gH_A + Y_{Z_{1,A}} \quad (4.2)$$

kde, tlak p_1 má hodnotu atmosférického tlaku, a pokud počítáme s relativními tlaky, pak do rovnice bylo možné dosadit $p_1=0$. Rychlost c_1 byla uvažována jako nulová. Nultá výška pro tento výpočet byla zvolena na výšce osy dýzy a paprsku, to znamená že $H_1=H_B$ a $H_A=0$. Poslední člen $Y_{Z_{1,A}}$ je měrná ztrátová energie, která zahrnuje všechny ztráty od horní nádrže, až do konce. Ztrátová měrná energie může být vyjádřena jako ztrátová výška $Y_{Z_{1,A}} = g \cdot H_Z$. Po dosazení do rovnice (4.2), a po využití vztahu $H = H_B - H_Z$ dostaneme následující tvar:

$$gH = \frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} \quad (4.3)$$

Následující rovnice je Bernoulliho rovnice mezi bodem A a 0:

$$\frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} + gH_A = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gH_0 + Y_{Z_{A,0}} \quad (4.4)$$

kde výška H_A je na stejné úrovni jako výška H_0 . Vodní paprsek z dýzy vystoupí s rychlostí c_0 do atmosférického tlaku p_0 , což znamená, že kvůli počítání s relativními tlaky, je nulový. Jelikož do rovnice (4.4) dosadíme tyto hodnoty, a za člen $\frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2}$ pomocí vztahu (4.3) dosadíme gH , pak tvar rovnice se změní na následující:

$$gH = \frac{c_0^2}{2} + Y_{Z_{A,0}} \quad (4.5)$$

po vyjádření střední rychlosti vodního paprsku:

$$c_0 = \sqrt{2gH - 2 \cdot Y_{Z_{A,0}}} \quad (4.6)$$

V kapitole 4.1 bylo zmíněno, že parametr charakterizující účinnost dýzy φ zahrnuje všechny ztráty v dýze. Ve vztahu (4.6) byl ztrátový člen nahrazený parametrem φ . Po této úpravě dostaneme finální vztah pro střední výtokovou rychlost vodního paprsku:

$$c_0 = \varphi \sqrt{2gH} \quad (4.7)$$

Výtoková rychlost pro jednotlivé spády podle vztahu (2.4) vychází:

$$c_{0-60} = \varphi \sqrt{2gH_{60}} = 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 60} = 33.28104 \text{ m/s}$$

$$c_{0-120} = \varphi \sqrt{2gH_{120}} = 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 120} = 47.0665 \text{ m/s}$$

$$c_{0-240} = \varphi \sqrt{2gH_{240}} = 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 240} = 66.56208 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.2.2 Parametr charakterizující účinnost dýzy

Pro odvození parametru charakterizujícího účinnost dýzy φ byly používány indexy podle obrázku 12. Základní vztah pro účinnost dýzy má následující tvar:

$$\eta_d = \frac{\text{výkon dýzy}}{\text{příkon dýzy}} \quad (4.8)$$

kde výkon je příkon snižován o ztráty:

$$\eta_d = \frac{\rho g H Q - \rho g H_z Q}{\rho g H Q} \quad (4.9)$$

Po úpravě má rovnice následující tvar:

$$\eta_d = \frac{H - H_z}{H} \quad (4.10)$$

Z rovnice (4.5) lze vyjádřit člen $H - H_z$:

$$H - H_z = \frac{1}{g} \frac{c_0^2}{2} \quad (4.11)$$

Do vztahu (4.11) dosadíme vztah (4.7):

$$H - H_z = \frac{1}{g} \frac{\varphi^2 2gH}{2} \quad (4.12)$$

Vyjádřený člen (4.12) dosadíme zpět do rovnice (4.10):

$$\eta_d = \frac{\frac{1}{g} \frac{\varphi^2 2gH}{2}}{H} \quad (4.13)$$

Ze vztahu (4.13) se vykrátí g , H a 2 . Finální tvar účinnosti:

$$\eta_d = \varphi^2 \quad (4.14)$$

Účinnost dýzy v této diplomové práci je:

$$\eta_d = \varphi^2 = 0.97^2 = 0.9409 = 94.09 \%$$

4.2.3 Průtok [1], [3]

Průtoky pro zadané spády bylo potřeba vypočítat kvůli zjištění průměru vodního paprsku (vztah 4.19).

Průtok dýzou byl vyjádřen pomocí zadaného jednotkového průtoku ze vzorce (4.1):

$$Q = Q_{11} d^2 \sqrt{H} \quad (4.15)$$

Výpočet jednotlivých průtoků dal následující hodnoty:

$$Q_{60} = Q_{11} d^2 \sqrt{H_{60}} = 2.6 \cdot 0.1077^2 \cdot \sqrt{60} = 0.233604 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{120} = Q_{11} d^2 \sqrt{H_{120}} = 2.6 \cdot 0.1077^2 \cdot \sqrt{120} = 0.330366 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{240} = Q_{11} d^2 \sqrt{H_{240}} = 2.6 \cdot 0.1077^2 \cdot \sqrt{240} = 0.467208 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.4 Průměr paprsku [1]

Další hlavní parametr pro zjištění kroutícího momentu na čepu deflektoru pomocí CFD výpočtu je průměr paprsku dopadající na stěnu deflektoru.

Po výstupu z dýzy se průměr paprsku vlivem kontrakcí zmenšuje. Vlivem výměny impulsů klidného vzduchu (který obklopuje paprsek) s paprskem, vnější částičky vody ztrácejí rychlost. Pokud se rychlost vnějších částic zmenšuje, pak se podle rovnice kontinuity plocha paprsku musí zvětšovat. Pro návrh turbín se používá nejmenší průměr paprsku d_0 .

Z rovnice kontinuity dostaneme vztah pro průtok v místě průměru d_0 :

$$Q = \frac{\pi}{4} d_0^2 c_0 \quad (4.16)$$

dosadíme-li vzorec (4.7) do vztahu (4.16), a vyjádříme průměr paprsku, pak dostaneme:

$$d_0 = \sqrt{\frac{\pi}{4} \frac{Q}{\varphi \sqrt{2gH}}} \quad (4.17)$$

dosazením průtoku (vztah 4.15) do průměru paprsku (vztah 4.17)

$$d_0 = \sqrt{\frac{\pi}{4} \frac{Q_{11} d^2 \sqrt{H}}{\varphi \sqrt{2gH}}} \quad (4.18)$$

a po úpravě rovnice dostaneme finální vztah pro průměr paprsku:

$$d_0 = \sqrt{\frac{\pi Q_{11} d^2}{4 \varphi \sqrt{2g}}} \quad (4.19)$$

Finální vztah (4.19) ukazuje, že průměr paprsku nezávisí na spádu, takže průměr paprsku pro všechny spády bude konstantní, a to:

$$d_0 = \sqrt{\frac{\pi Q_{11} d^2}{4 \varphi \sqrt{2g}}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 2.6 \cdot 0.1077^2}{4 \cdot 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81}}} = 0.094536 \text{ m} = 94.536 \text{ mm}$$

4.2.5 Jednotkové otáčky turbíny [3]

Odvození jednotkových otáček Peltonovy turbíny. Základní vztah pro jednotkové otáčky je následující:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (4.20)$$

kde n jsou otáčky, a D je průměr oběžného kola turbíny. Ze vztahu (4.7) vyjádříme čistý spád ve formě:

$$H = \frac{c_0^2}{2g\varphi^2} \quad (4.21)$$

Po dosazení rovnice (4.21) do rovnice (4.20) dostaneme následující vztah:

$$n_{11} = \frac{nD\sqrt{2g}\varphi}{c_0} \quad (4.22)$$

Pomocí vztahu pro obvodovou rychlost u , otáčky n byly vyjádřeny:

$$u = R \cdot 2\pi n \quad \rightarrow \quad n = \frac{u}{R \cdot 2\pi} \quad (4.23)$$

Rovnici (4.23) dosadíme do rovnice (4.22) a dostaneme:

$$n_{11} = \frac{\frac{u}{R \cdot 2\pi} D \sqrt{2g} \varphi}{\sqrt{H}} \quad (4.24)$$

U Peltonovy turbíny platí, že obvodová rychlost má přibližně poloviční hodnotu střední rychlosti vodního paprsku:

$$u \doteq \frac{c_0}{2} \quad (4.25)$$

což dosadíme do rovnice (4.24) a pak rovnici upravíme:

$$n_{11} = \frac{\frac{c_0/2}{R \cdot 2\pi} D \sqrt{2g\varphi}}{\sqrt{H}} \quad (4.26)$$

$$n_{11} = \frac{c_0}{2\pi\sqrt{H}} \quad (4.27)$$

$$n_{11} = \frac{c_0\sqrt{2g\varphi}}{2\pi c_0} \quad (4.28)$$

$$n_{11} = \frac{\sqrt{2g\varphi}}{2\pi} \quad (4.29)$$

Na finálním vztahu je vidět, že jednotkové otáčky pro Peltonovy turbíny závisí pouze na parametru charakterizujícím účinnost dýzy, která je daná, takže výsledek je následující:

$$n_{11} = \frac{\sqrt{2g\varphi}}{2\pi} = \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 0.97}}{2\pi} = 0.684 \frac{1}{s} = 41.03 \frac{1}{min} \quad (4.30)$$

5 Výpočet

V hydromechanice se jako základ pro výpočet proudění používá Navier-Stokesova rovnice, což je diferenciální rovnice popisující proudění nestlačitelné kapaliny. Navier-Stokesova rovnice v Einsteinovy sumační symbolice:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j = a_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \vartheta \cdot \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (5.1)$$

První člen $\frac{\partial v_i}{\partial t}$ je změna rychlosti v v čase t , následující je konvektivní zrychlení. Na pravé straně rovnice a_i jsou objemové síly, člen $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i}$, je gradient tlaku ve směrech x_1, x_2, x_3 a poslední člen je viskózní člen, kde ϑ , je kinematická viskozita. NS rovnice je analyticky řešitelná jen v málo případech, kvůli nelineárního členu $\frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j$, je rovnici nutné řešit numericky. [5], [6]

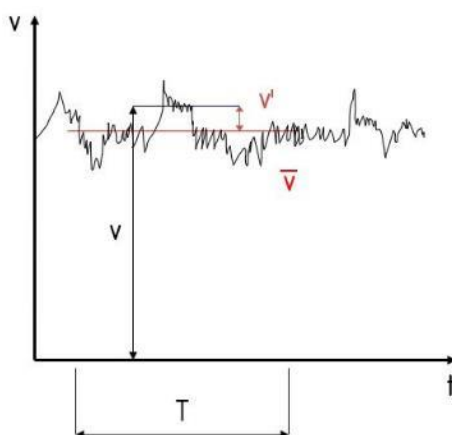
Další rovnice, která se využívá při řešení je rovnice zákona zachování hmotnosti pro nestlačitelnou kapalinu:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.2)$$

která říká, že divergence rychlosti je nulová. [5], [6]

5.1 Matematické modely turbulence

Hlavním cílem při řešení NS rovnice je odstranění nelineárního členu. Reynolds při turbulentním proudění okamžitou rychlost rozložil na časově středovanou složku a na složku flukтуаční (viz obrázek 13). [5], [6]



Obrázek 13: rozložení rychlosti [5]

Při tomto rozdělení platí následující vztah:

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i \quad (5.3)$$

kde v_i je okamžitá rychlost, \bar{v}_i je časově středovaná rychlost a v'_i je flukтуаční složka rychlosti. Indexování a značení platí dále pro celé odvození. [5], [6]

Časové středování je integrace členu v daném časovém úseku T . Po integraci Navier-Stokesovy rovnici dostaneme rovnici RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equation) - Reynoldsovsky středovaná Navier-Stokesova rovnice:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \bar{v}_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{v'_i v'_j}) \quad (5.4)$$

která už neobsahuje nelineární člen. Na pravé straně rovnice $\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{v'_i v'_j})$ se nazývá tenzor turbulentních (Reynoldsových) napětí, což je tenzor třetího řádu (symetrická matice 3x3). Neznámé v této rovnici jsou rychlosti ve všech třech směrech, tlak, a tenzor turbulentních napětí (6 neznámé členy), což je dohromady 10 neznámých. Pro řešení máme k dispozici pouze 4 rovnice, třikrát RANS a časově středovanou rovnici kontinuity. Systém, kde máme více neznámých než rovnic, nelze řešit, nastává takzvaný problém uzavření rovnic. [5], [6], [7]

Tento problém se řeší pomocí odebráním neznámých a přidáním rovnic, a to pomocí různých inženýrských přístupů. Jeden z takových přístupů je Boussinesquova hypotéza. Boussinesque k RANS rovnici dodal takzvanou turbulentní viskozitu μ_t , která může být skalár nebo tenzor 4. řádu. Za zavedení viskozity "platíme daň", že μ_t bude skalár, to znamená, že bude platit turbulentní izotropie: všechny víry jsou ve všech směrech stejné, turbulence je stejná. Díky k této hypotéze byl počet neznámých snížen na pět. Problém stále není řešitelný. [5], [7]

RANS rovnice modifikovaná podle hypotézy má následující tvar:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \bar{v}_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \cdot \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (5.5)$$

Pro řešení systém rovnic se využívají modely turbulence. Úkolem dodaných rovnic je vypočítat turbulentní viskozitu. Existují nula, jedno, dvou, nebo vícerovnicové modely. V této diplomové práci byl pro numerický výpočet používán dvourovnicový model turbulence Realizable k-ε. [5], [7]

5.1.1 Model turbulence – Realizable k-ε [5], [7]

Jak už bylo zmíněno, tento model turbulence je dvourovnicový model, který byl vytvořen na základě Boussinequovy hypotézy. Pro dopočítání turbulentní viskozity jsou přidány dvě transportní rovnice. Výpočet turbulentní viskozity je řízen Kolmogorov-Prandtlovým vztahem:

$$\vartheta_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.6)$$

kde k je turbulentní kinetická energie a ε vyjadřuje rychlost disipace. Tyto konstanty jsou určeny pomocí transportních rovnic. Transportní rovnice pro turbulentní kinetickou energii je následující:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - g_j \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (5.7)$$

V rovnici 3.X člen $\mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j}$ představuje produkci turbulentní kinetické energie v důsledku napětí a značí se písmenem P . Další člen $g_j \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_j}$ představuje produkci turbulentní kinetické energie v důsledku vztakových sil a značí se s písmenem G .

Druhá transportní rovnice slouží pro stanovení konstanty ε , a má následující tvar:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_{1\varepsilon} (P + C_{3\varepsilon} G) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.8)$$

V transportních rovnicích (5.7) a (5.8), jsou členy $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, \sigma_k$ a σ_ε empiricky stanovené konstanty a $\sigma_h = \frac{\mu_t}{\lambda_t} c_p$ je Prandtlovo turbulentní číslo.

Výhodou tohoto modelu turbulence je relativně malá výpočetní náročnost, není nadprodukce turbulentní viskozity, a dobře konverguje. Realizable k-ε je jeden z nejpoužívanějších modelů.

Samozřejmě, jako všechny modely, i Realizable k-ε počítá s nějakou chybou, a to kvůli využívání Boussinesquovy hypotézy. Tato chyba je akceptovatelná, jinak by rovnice by neřešitelné.

5.1.2 Vícefázové proudění – metoda Volume of Fluid [8]

Pro modelování dvou nebo více nemísitelných kapalin je jeden z možných modelů Volume of Fluid (VOF), který řeší soubor hybnostních rovnic, a sleduje objemový podíl jednotlivých fází v celé doméně. VOF se používá například při modelování pohybu kapaliny pro havárii přehrady, kde jedna ze dvou fází je voda a druhá je vzduch. V této diplomové práci byl používán tento model. Taky se jedná o dvoufázové proudění, při kterém první fáze je voda, která vytéká z dýzy a druhá fáze je vzduch, kde se nachází celá turbína, takže i deflektor.

Při používání modelu Volume of Fluid, musí být splněna specifická omezení. Například celá výpočetní doména (kontrolní objem) musí být vyplněna alespoň jednou z více fází, VOF nedovolí, aby v doméně byla prázdná oblast. Dalším příkladem pro omezení je například to, že pouze jedna z fází může být definován, jako ideálně stlačitelný plyn.

Hlavní podmínkou metody VOF je, že jednotlivé fáze ve výpočetní doméně se nemohou smísit. Ke každému fázi, kterou definujeme pro výpočet, je přidělena proměnná, která se nazývá objemový podíl fáze ve výpočetní buňce. V jedné buňce každá fáze obsadí určitou část objemu. Suma objemových podílů jednotlivých fází v buňce je vždy rovna jedné. Jestliže máme kapalinu q^{th} s objemovým podílem α_q , pak následující stavy mohou platit:

$\alpha_q = 0$: Buňka je prázdná, $q^{th} = 0\%$

$\alpha_q = 1$: Buňka je plná, $q^{th} = 100\%$

$0 < \alpha_q < 1$: Buňka obsahuje část fáze $q^{th} = 0 \div 100\%$, a část jiných fází.

Sledování rozhraní mezi fázemi probíhá pomocí řešení rovnice kontinuity pro daný objemový podíl jedné nebo více fází.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (5.9)$$

kde $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ je hustota, $\vec{v} \left[\frac{m}{s} \right]$ je vektor rychlosti. Indexy q a p značí jednotlivé fáze. $\dot{m}_{pq} \left[\frac{kg}{s} \right]$ je přenos hmoty z fáze p do fáze q a $\dot{m}_{qp} \left[\frac{kg}{s} \right]$ právě naopak. Na pravé straně rovnice nachází zdrojový člen S_{α_q} , který je ve výchozím stavu nulový, ale může být zadán uživatelem jako konstanta nebo jako proměnná. Rovnice objemového podílu pro primární fázi nebude řešena, objemový podíl primární fáze se řeší na základě následujícího vztahu:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1. \quad (5.10)$$

FLUENT rovnici pro objemový podíl může řešit implicitně nebo explicitně.

Implicitní řešení

Pokud FLUENT řeší rovnici implicitně, pak rovnice (5.9) je upravena na tvar:

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1} - \alpha_q^n\rho_q^n}{\Delta t}V + \sum_f (\rho_q^{n+1}U_f^{n+1}\alpha_{q,f}^{n+1}) = \left[S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right] V \quad (5.11)$$

kde $V [m^3]$ je objem buňky a $U [m^3/s]$ značí objemový průtok přes tuto buňku. Rovnice je řešena v určitém časovém kroku $\Delta t [s]$, kde index n značí předchozí časový krok.

Tato rovnice vyžaduje hodnotu objemového podílu v aktuálním časovém kroku, kvůli tomu je rovnice řešena iterativně v každém časovém kroku pro každý objemový podíl sekundární fáze. Pro iterační řešení jsou využívány standardní schémata jako například First Order Upwind, Second Order Upwind, QUICK atd.

Explicitní řešení

Pokud FLUENT řeší rovnici explicitně, pak rovnice (5.9) je upravena na tvar:

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1} - \alpha_q^n\rho_q^n}{\Delta t}V + \sum_f (\rho_q U_f^n \alpha_{q,f}^n) = \left[\sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_{\alpha_q} \right] V \quad (5.12)$$

Při používání této rovnice je objemový podíl v aktuálním časovém kroku řešen pomocí výsledků získaných v předchozím kroku.

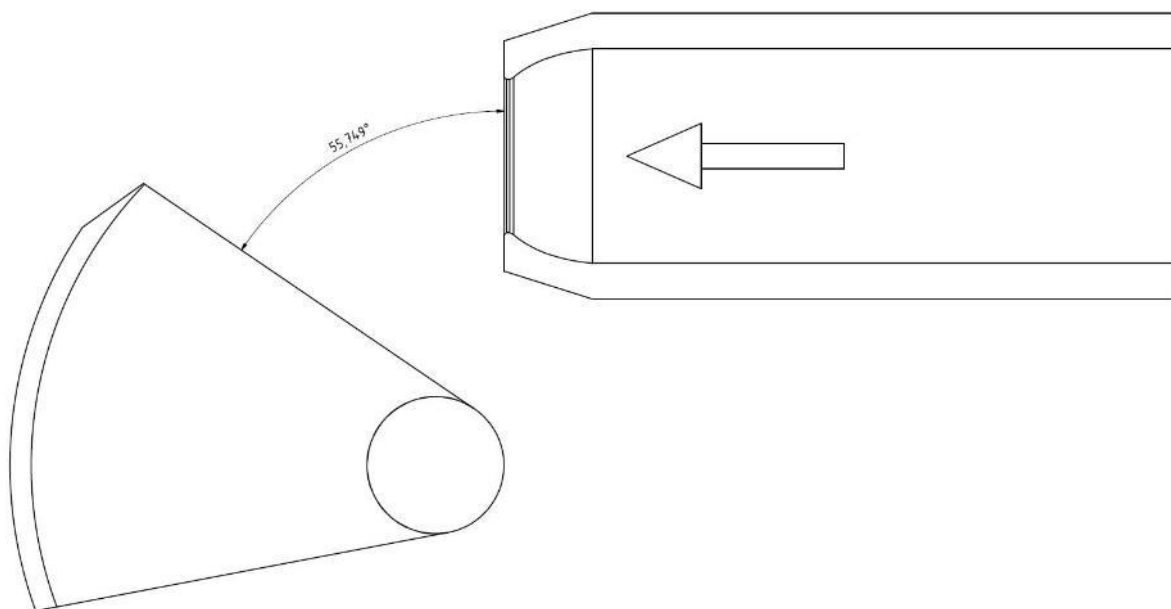
Rozdílem mezi implicitním a explicitním řešením je, že explicitní řešení nevyžaduje iterativní řešení transportní rovnice v každém časovém kroku.

5.2 Tvorba geometrie výpočetní domény

Deflektor se zabírá do vodního paprsku postupně za nějaký čas. Při dimenzaci nestačí znát pouze kroutící moment působící při plném zavření, ale je nutné zjistit celý průběh momentu při postupném zavírání. Proto byl proveden CFD výpočet pro různé pozice deflektoru. Jednotlivé pozice deflektoru byly definovány pomocí úhlu zavření γ , který svírá deflektor s dýzou. Tyto úhly byly zvoleny graficky, cílem bylo co nejlepší rozložení.

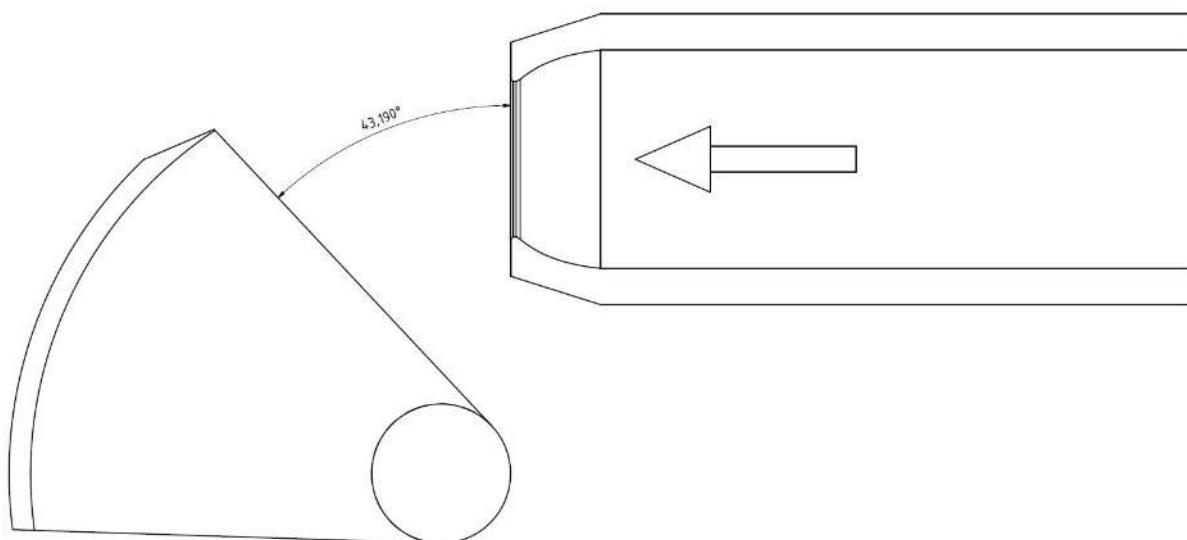
Nultá pozice je při $\gamma_0 = 63.107^\circ$. Při této pozici se deflektor vůbec nedotýká vodního paprsku, to znamená, že kroutící moment neexistuje. Tento případ nebylo nutné simulovat.

Při určení prvního úhlu $\gamma_1 = 55.749^\circ$ bylo cílem najít pozici, kdy deflektor již zabírá do první třetiny vodního paprsku (viz obrázek 14).



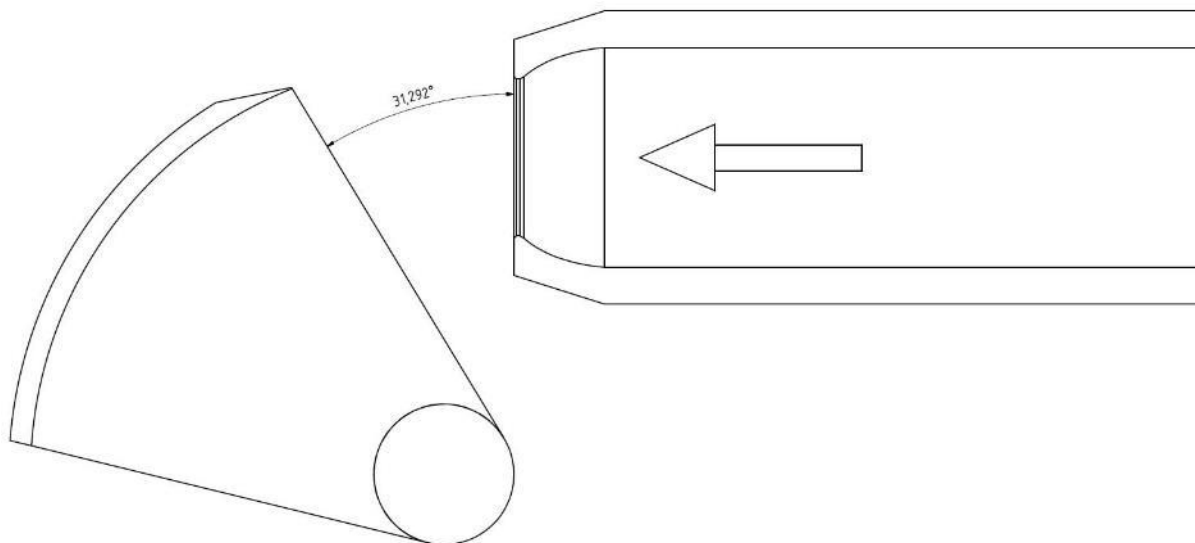
Obrázek 14: Řez deflektoru a dýzy v pozici 1 ($\gamma_1 = 55.749^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.

Druhá pozice simuluje stav, kdy deflektor zabírá do druhé třetiny vodního paprsku. Úhel zavření je $\gamma_2 = 43.190^\circ$ (viz obrázek 15).



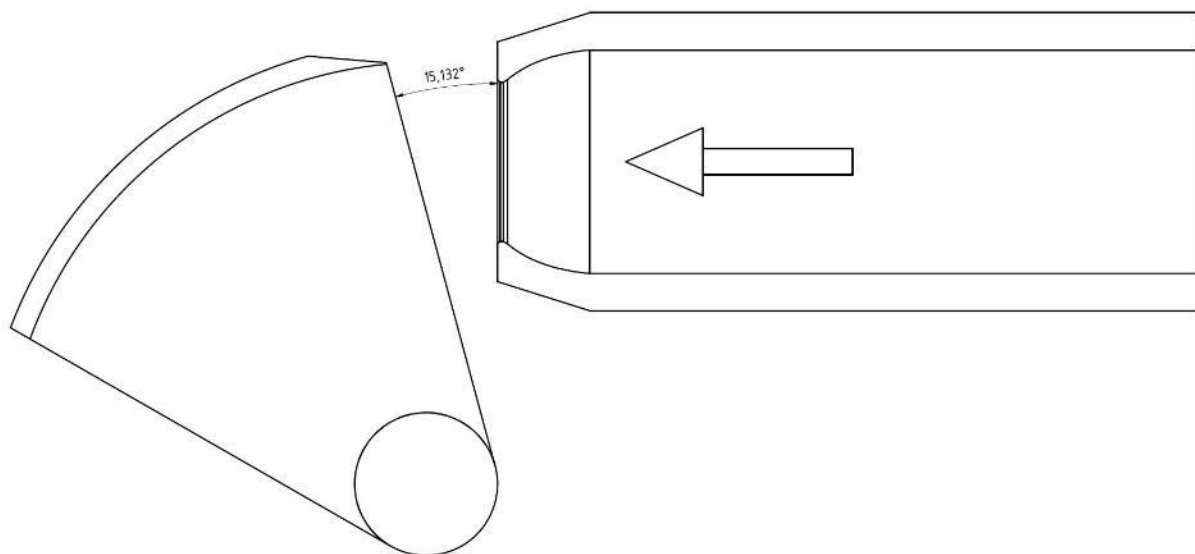
Obrázek 15: Řez deflektoru a dýzy v pozici 2 ($\gamma_2 = 43.190^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.

Další pozice je moment, kdy vodní paprsek zasáhne právě na špičku deflektoru. Úhel zavření byl opět graficky zjištěn, a to je $\gamma_3 = 31.292^\circ$ (viz obrázek 16).



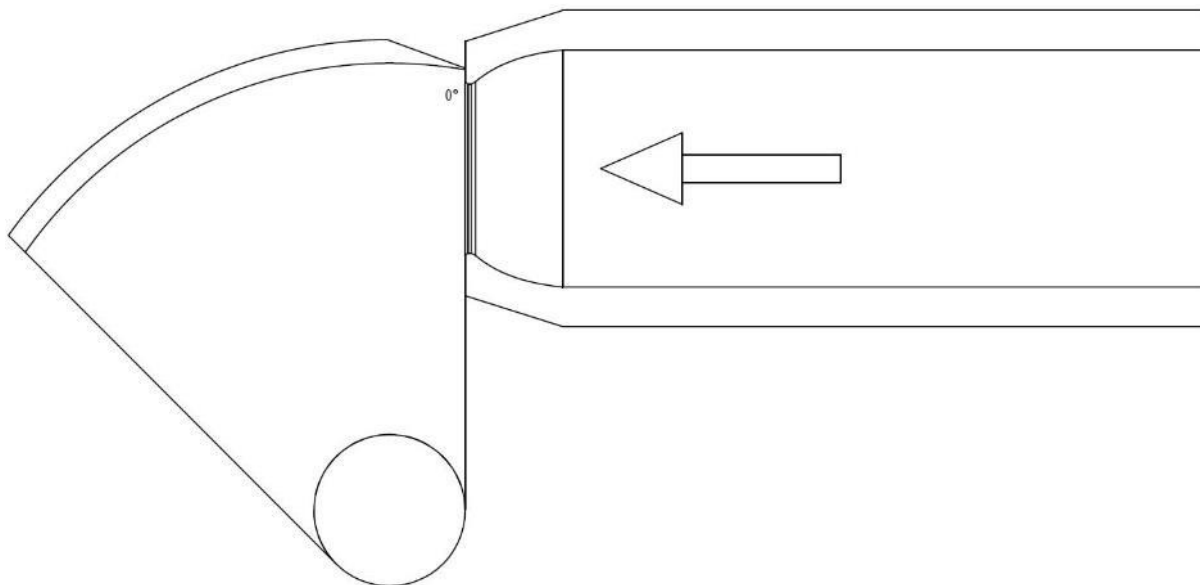
Obrázek 16: Řez deflektoru a dýzy v pozici 3 ($\gamma_3 = 31.292^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.

Čtvrtá pozice je mezi pozicí 3 a plným zavřením, to znamená, při úhlu $\gamma_4 = 15.132^\circ$ (viz obrázek 17).



Obrázek 17: Řez deflektoru a dýzy v pozici 4 ($\gamma_4 = 15.132^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.

Poslední pozice, která byla simulována, je při úplném zavření deflektoru, tedy při úhlu $\gamma_5 = 0^\circ$ (viz obrázek 18).



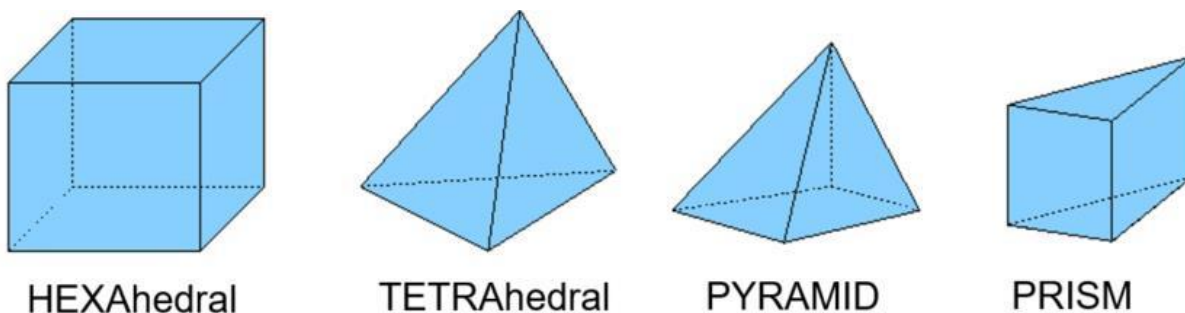
Obrázek 18: Řez deflektoru a dýzy v pozici 5 ($\gamma_5 = 0^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.

5.2.1 Dekompozice geometrie a výpočetní síť

Prvním krokem při CFD výpočtu proudění kolem něčeho je vytvoření výpočetní domény (fluidu) kolem obtékaného tělesa (solidu). Solid v tomto případě byl deflektor a doména byla sestavena ze vzduchu kolem deflektoru (fáze 1) a z vodního paprsku (fáze 2).

Jeden z hlavních cílů při tvorbě geometrie a výpočetní sítě bylo dodržení omezení studentské licenci balíku ANSYS. Pro vytvoření 3D modelu byl používán program ANSYS DesignModeler, který je omezen na vytvoření 50 těles a 300 povrchů. Výpočetní síť byla vytvořena v programu ANSYS Meshing, ve kterém je možné vytvořit 512 000 elementů.

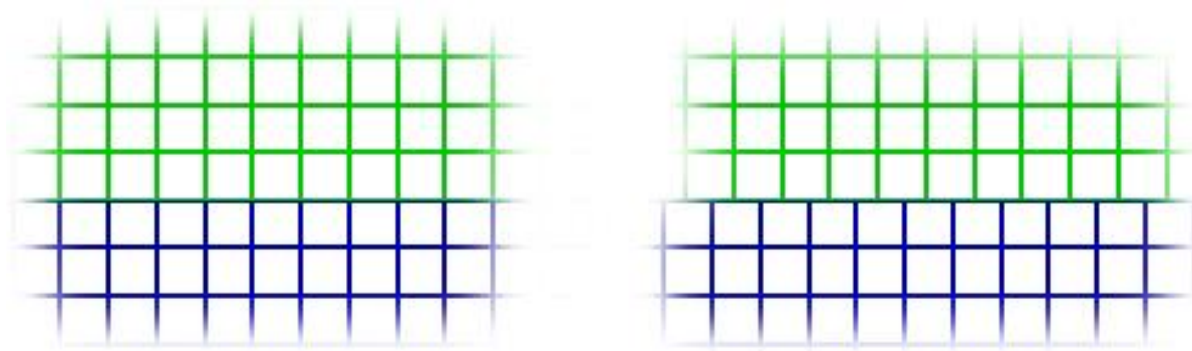
Výpočetní síť v prostoru může být sestavena z čtyř různých elementů: HEXAhedral, TETRAhedral, PYRAMID a PRISM (viz obrázek 19). [5]



Obrázek 19: Typy elementů výpočetní sítě v prostoru [5]

HEXA prvek dává přesnější výsledky. Nevýhoda TETRA prvku je, že se generuje více elementů (dvojnásobný počet než z HEXA) a tím se zvyšuje výpočetní čas. Element PRISM se používá pro modelování mezní vrstvy. Existuje element, který se nazývá POLYhedral, který je obecný n-úhelník. Výhodou je, že počet prvků klesne až na čtvrtinu, ale náročnost výpočtu zůstane stejný. [5]

Další důležitou vlastností výpočetní sítě je konformita. Rozdíl mezi konformním a nekonformním rozhraním sítí je ukázán na obrázku 20. Konformní síť dává přesnější výsledky. [5]

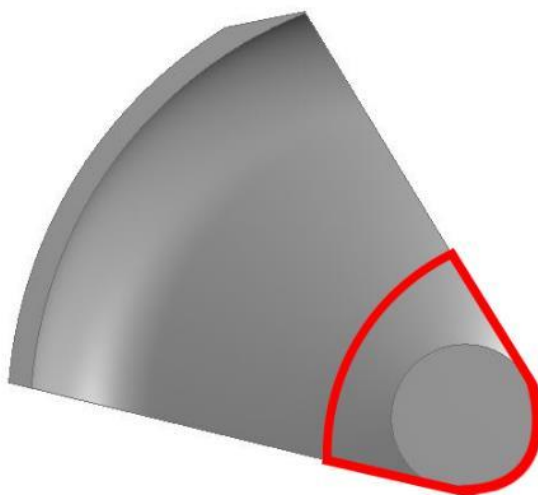


Obrázek 20: Rozdíl mezi konformní (vlevo) a nekonformní (vpravo) rozhraní sítí dvou těles.

Při dekompozici oblasti kolem deflektoru bylo hlavním cílem, aby bylo možné vytvořit výpočetní síť skládající se pouze z HEXA prvků, a aby síť byla plně konformní. Takovou síť dostaneme pouze tehdy, když jednotlivé části geometrie mají přesně 6 stran, a uzly těchto těles přesně navazují na sebe. [5]

Při tvorbě geometrie byla provedena různá zjednodušení, a to kvůli snížení výpočetního času a dodržení předepsaného limitu studentské licence.

Jedno zjednodušení už bylo zmíněno v kapitole 3. Jedná se o zaoblení špičky deflektoru, která byla nahrazena rovnou stěnou (viz obrázek 11).



Obrázek 21: Zjednodušení geometrie

Další zjednodušení je ukázáno na obrázku 21. V červeně vyznačeném oblasti při dekompozici geometrie vznikla různá tělesa, u kterých byly některé strany spojeny tečně. Takové spojení je dost obtížné pro ANSYS Meshing, a nebylo možné vytvořit síť z HEXA elementů. Vzhledem k tomu, že při proudění vodního paprsku kolem stěny deflektoru se do vyznačené oblasti voda vůbec nedostane a nebude ovlivňovat výsledky, bylo možné oblast zanedbat.

Celý výpočet byl zjednodušen v tom, že byl počítán jako symetrická úloha. Toto zjednodušení značně zmenšilo počet těles a elementů, protože stačilo modelovat pouze polovinu domény a umožnilo vytvořit hustější síť.

Třetí zjednodušení je zanedbání dýzy. Dýza byla nahrazena "jakoby" trubkou o nejmenší průměr vodního paprsku. Délka trubky byla původně delší, ale byla zkrácena kvůli výpočetnímu času.

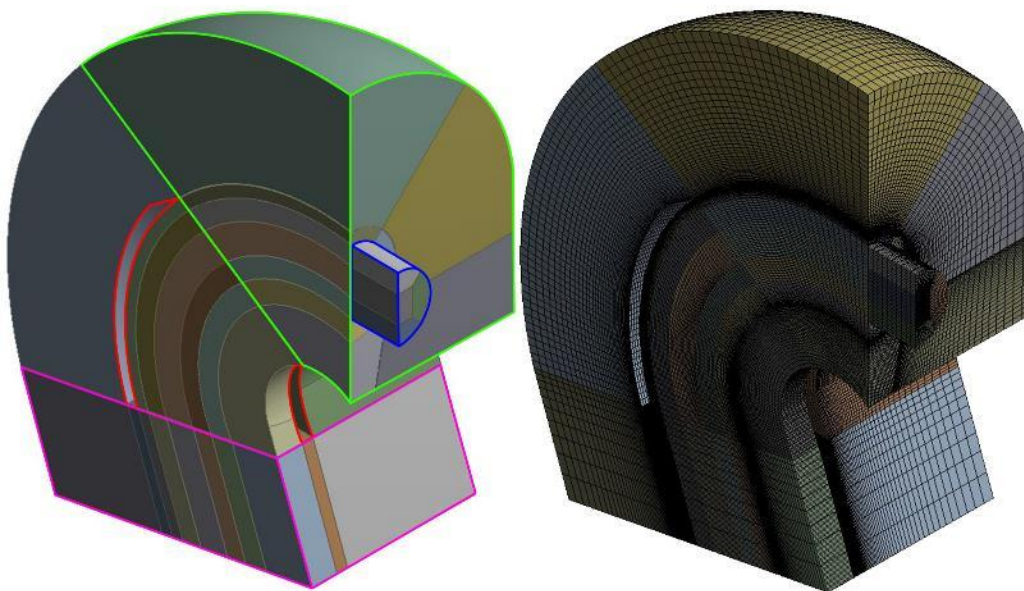
Výpočetní doména sleduje křivky deflektoru. Velikost byla navržena tak, aby zpětné proudění neovlivnilo výsledky výpočtu. Dekompozice domény u všech modelů (pro všechny úhly zavření) je velice podobná. Bylo nutné vytvořit podobnou geometrii, aby výpočet proběhl na podobné geometrii a síti, tím bylo zabráněno, aby výpočet nebyl ovlivněn růzností výpočetní sítí.

Jak už bylo zmíněno, cílem bylo vytvoření sítě pouze z HEXA prvků. Dalším cílem bylo, aby při stěnách deflektoru byla síť co nejhustější kvůli lepšímu zachycení mezní vrstvy. Čím lepší je výpočetní síť při stěnách, tím přesnější výsledky dostaneme. Toho bylo docíleno pomocí funkcí "Face Meshing", "Sizing" a "Bias".

Výpočetní doména a síť pozici $\gamma_1 = 55.749^\circ$

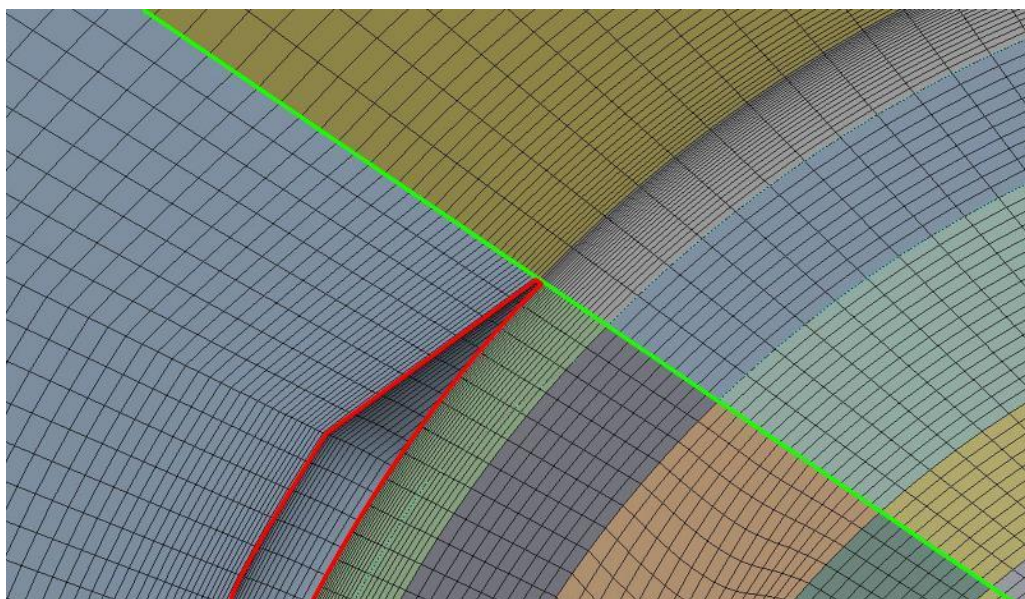
Počet těles: 43

Počet elementů: 490300



Obrázek 22: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 1

Modrá hranice značí "jakoby" trubku vodního paprsku, zelená je vzduch mezi paprskem a deflektorem, a růžová je odtoková část za deflektorem. Červená čára značí stěnu deflektoru. Barevné značení platí pro všechny ostatní pozice deflektoru.

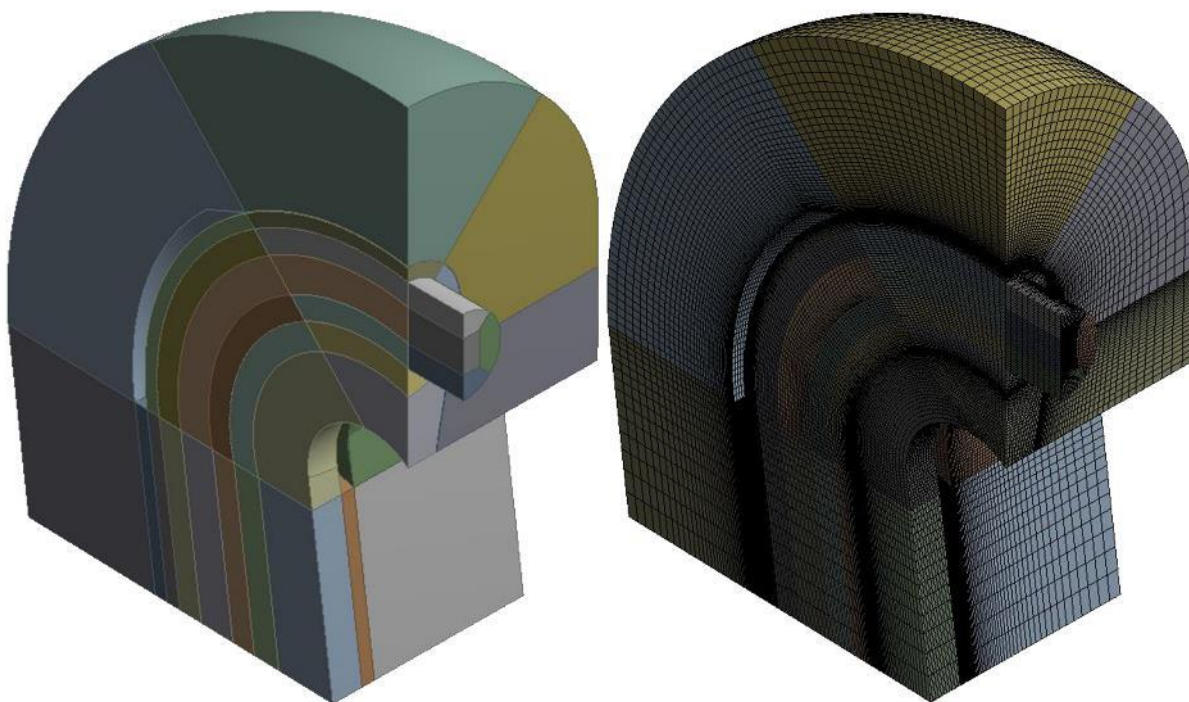


Obrázek 23: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 1

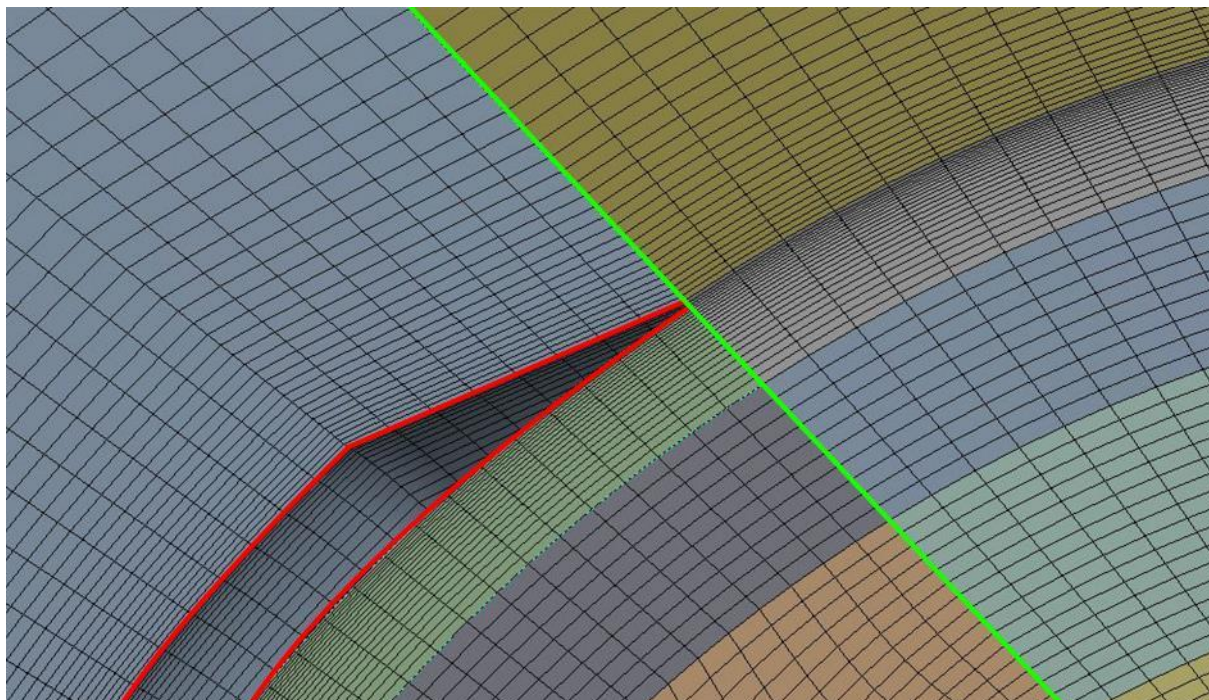
Výpočetní doména a síť pozici $\gamma_2 = 43.190^\circ$

Počet těles: 43

Počet elementů: 499400



Obrázek 24: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 2

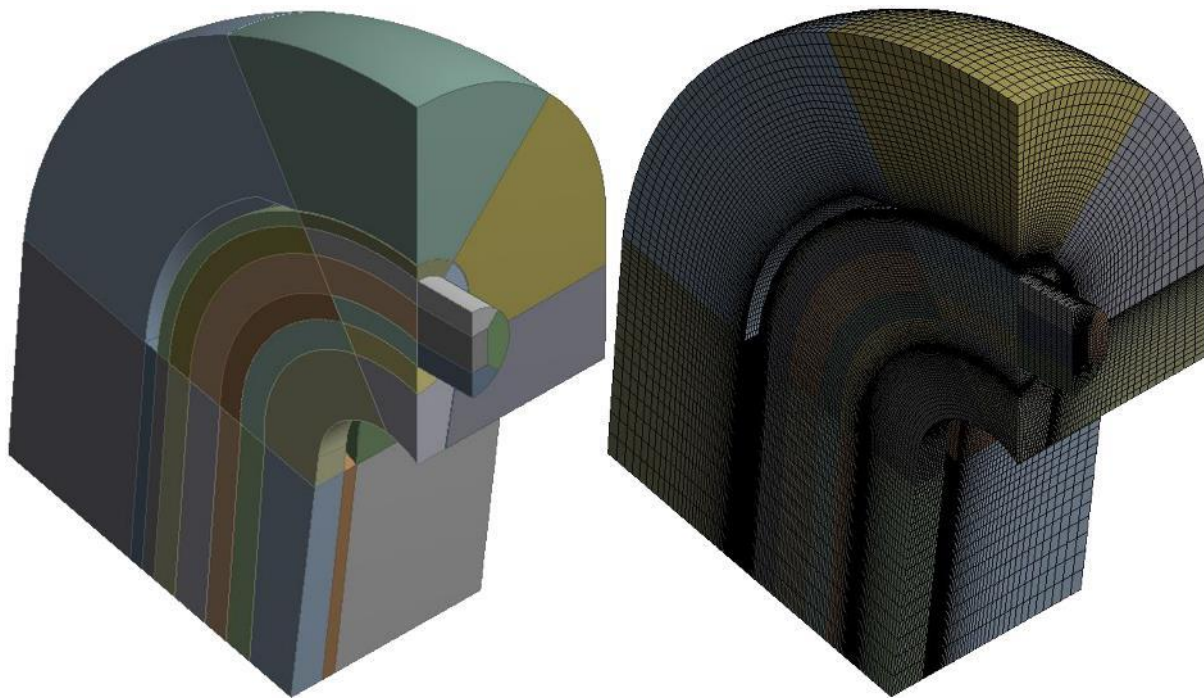


Obrázek 25: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 2

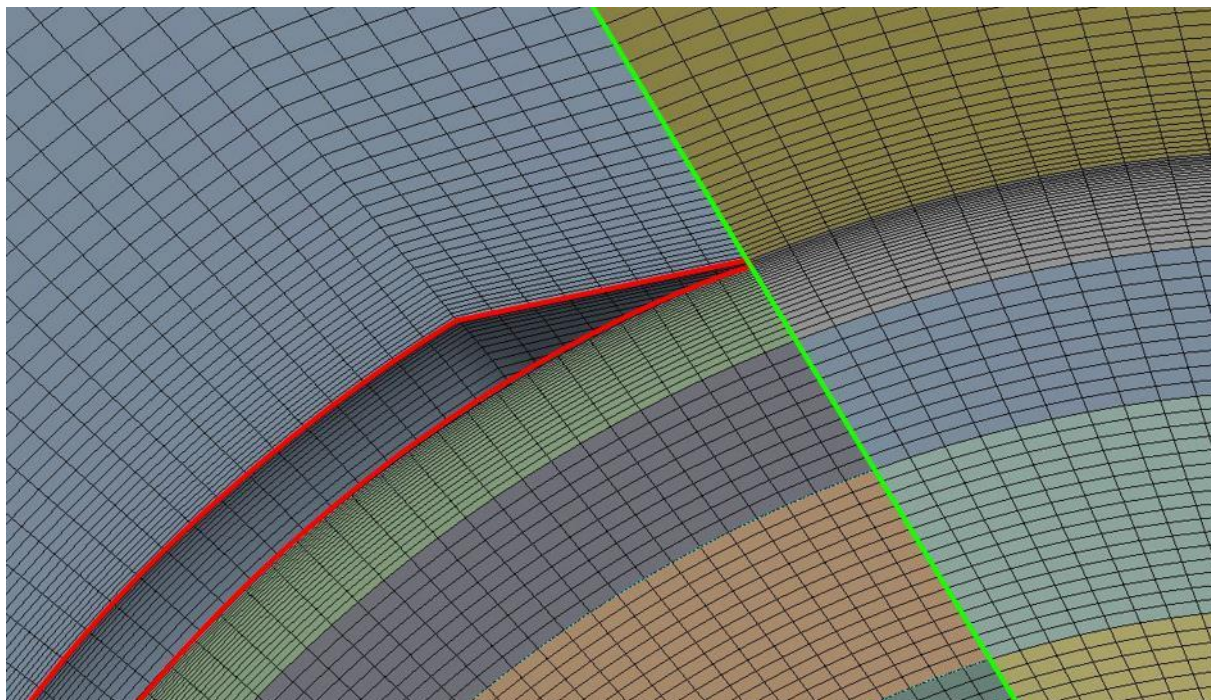
Výpočetní doména a síť pozici $\gamma_3 = 31.292^\circ$

Počet těles: 43

Počet elementů: 508500



Obrázek 26: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 3

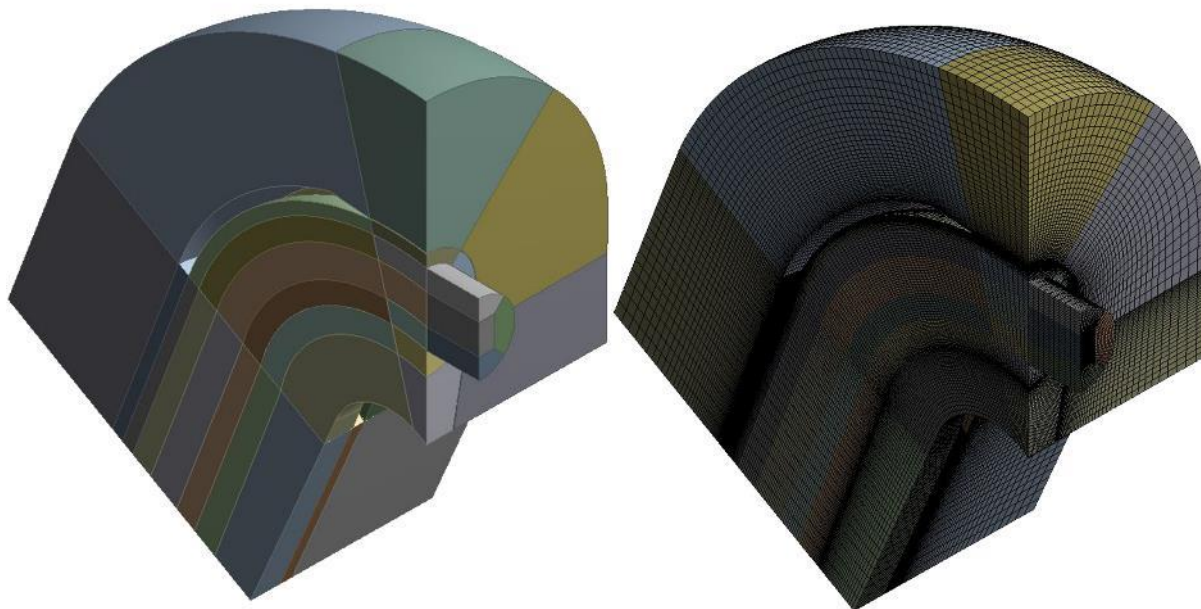


Obrázek 27: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 3

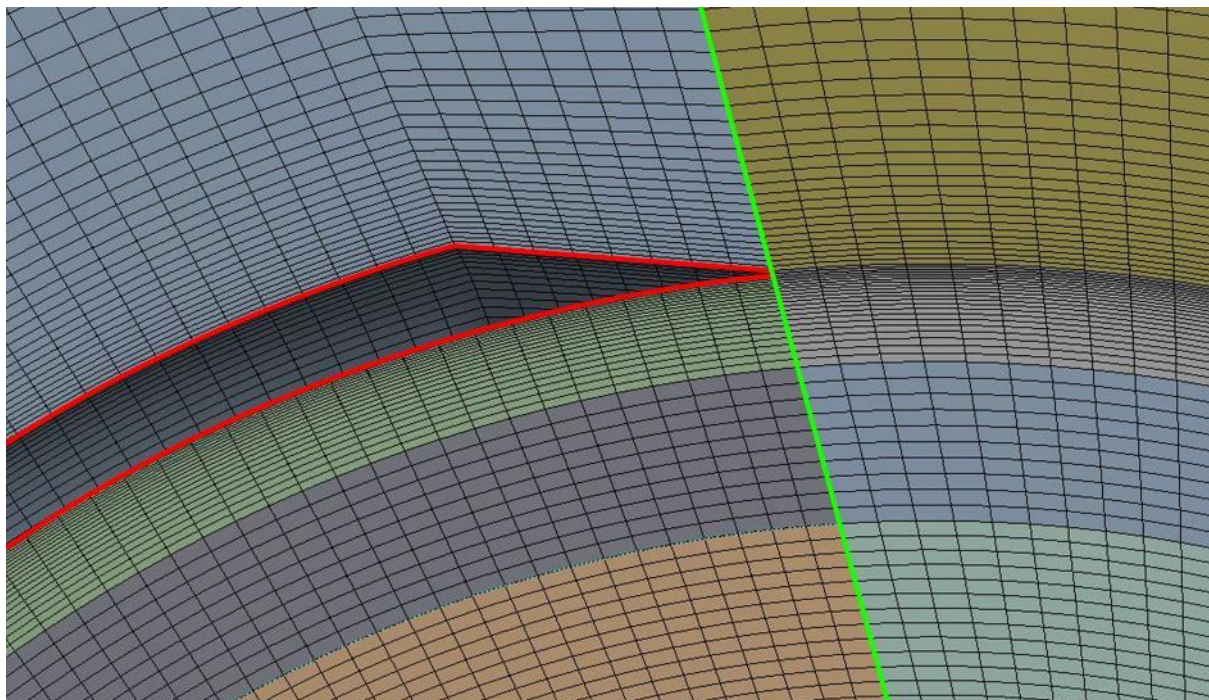
Výpočetní doména a síť pozici $\gamma_4 = 15.132^\circ$

Počet těles: 43

Počet elementů: 505568



Obrázek 28: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 4



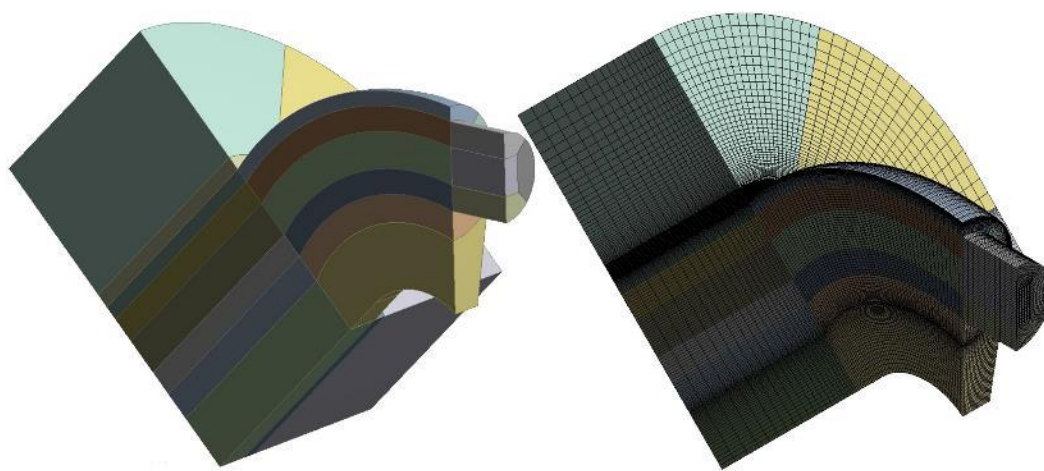
Obrázek 29: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 4

Výpočetní doména a síť pozici $\gamma_5 = 0^\circ$

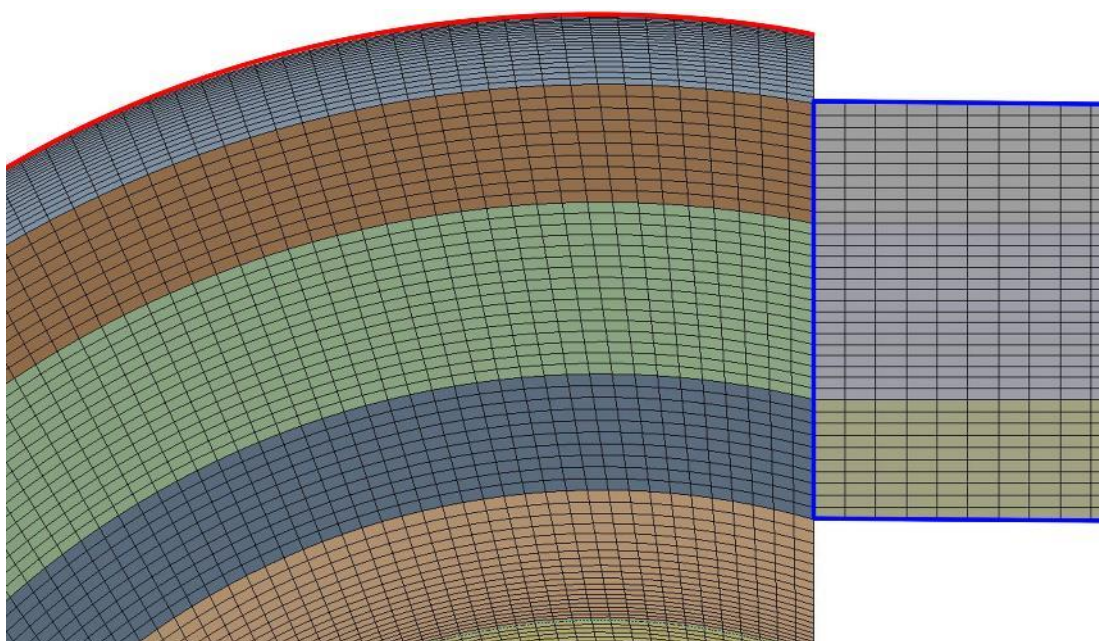
Počet těles: 26

Počet elementů: 274020

Počet těles a elementů je pouze poloviční, jelikož se při plném zavření deflektoru zavírá úplně na doraz. Tedy při této pozici se voda vůbec nemůže dostat na vnější stěnu, vůbec se nedotkne špičky deflektoru. To znamená, že "vnější" tělesa bylo možné zanedbat, ale počet elementů kvůli zachování podobnosti sítí nebyl zvýšen.



Obrázek 30: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 5



Obrázek 31: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 5

5.3 Numerické řešení proudění

Jak už bylo zmíněno, proudění kapaliny se kvůli nelineárních členů rovnic řeší numericky. Numerickým řešením byl program ANSYS Fluent. Prvním krokem po importování je vždy kontrola výpočetní sítě. Tato kontrola u všech geometrií proběhla bez problému. Dalším krokem je nastavení fyziky (modely, fáze), pak definování okrajových podmínek, nastavení diskretizačních schémat a přidání monitorů pro sledování potřebných veličin. Pro tento postup ještě třeba nastavit počet iterací a časový krok. [5]

5.3.1 Nastavení fyziky

Jako model turbulence byl zvolen Realizable k- ϵ (kapitola 5.1.1). Tento model je takzvaný "Hi-Re model", což znamená, že počítá dobře s vysokým Reynoldsovým číslem. Vzhledem k tomu, že u Peltonovy turbíny jsou relativně velké rychlosti, tento model je vyhovující. Pro modelování proudění v blízkosti stěny byly používány "Non Equilibrium Wall Functions", takže nerovnovážné stěnové funkce. [5]

Tento výpočet je dvoufázový, takže bylo nutné zvolit vícefázový model. Jako model byl vybrán Volume of Fluid (kapitola 5.1.2) s explicitním řešením. Pro modelování na hranici byl zvolen "sharp", to znamená, že mezi fázemi je zřetelná rozhraní. Počet fází byl nastaven na dvě. Jako primární fáze byl nastaven vzduch, hustota a viskozita byla nastavena podle databáze Fluentu. Sekundární fáze byla voda, taky podle databáze Fluentu.

Při výpočtu bylo zavedeno jedno zjednodušení. Vzhledem k tomu, že se počítá s vysokými rychlostmi na velmi krátké dráhy, vliv gravitace je zanedbatelně malý, takže při výpočtu gravitační zrychlení nebylo uvažováno.

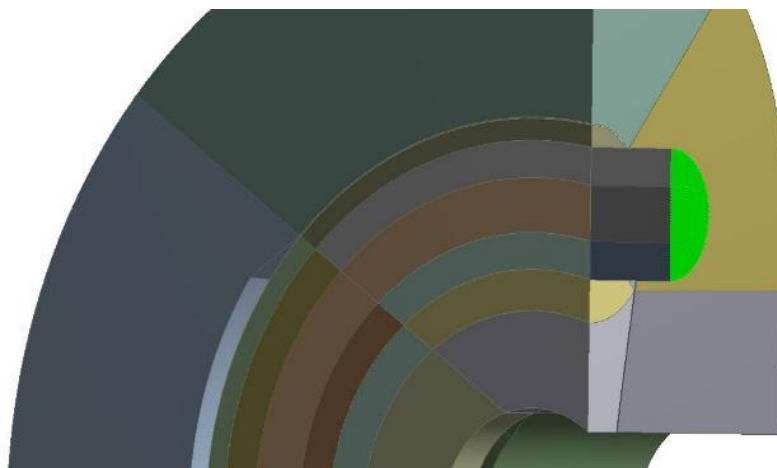
5.3.2 Okrajové podmínky

Povrch kontrolního objemu byl rozdělen na následující části: vstup, výstup, plocha symetrie, stěna potrubí a stěny deflektoru.

Vstupní okrajovou podmínkou byla rychlost (viz obrázek 32). Hodnota rychlosti byla střední rychlost vodního paprsku pro daný spád:

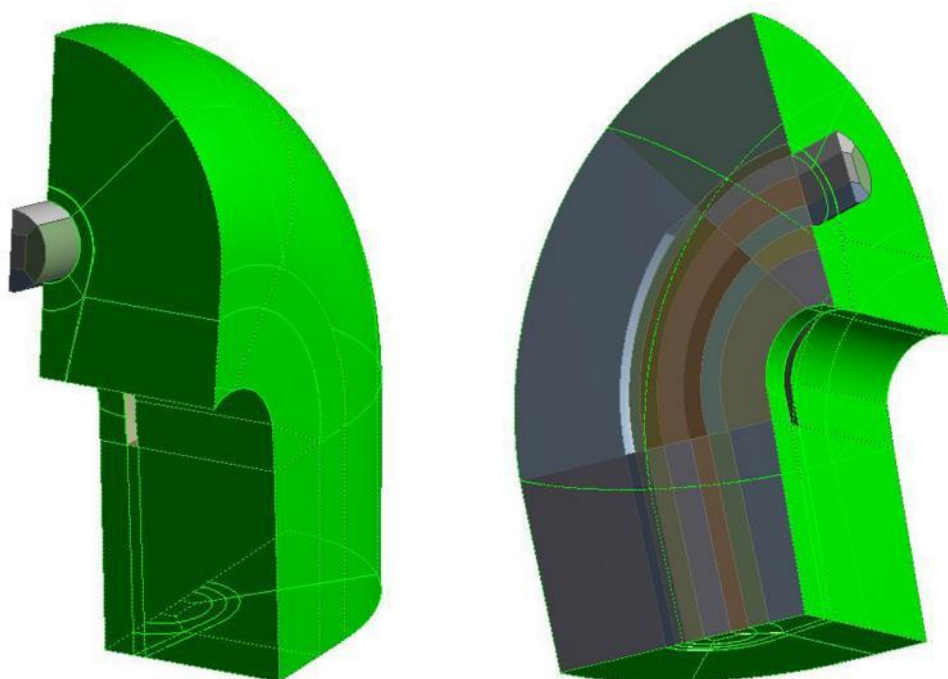
H [m]	c_0 [m/s]
60	33.28104
120	47.0665
240	66.56208.

Turbulentní intenzita byla zvolena 5% a hydraulický průměr 94.536 mm. Do domény vstupuje voda, takže objemový podíl na vstupu byl nastaven na 100%, takže 1.



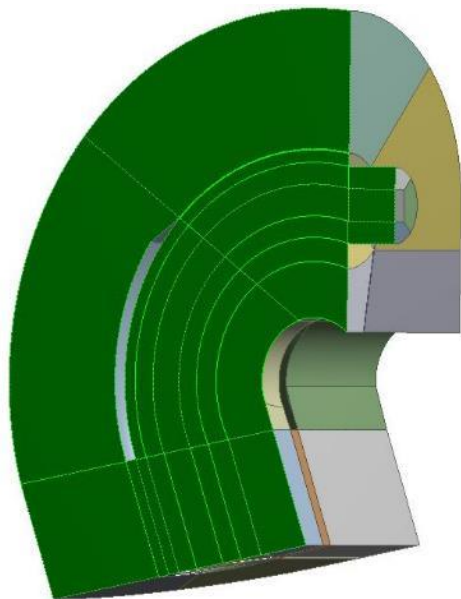
Obrázek 32: Plocha okrajové podmínky – vstup (zelená barva)

Plocha výstupu je zobrazena na obrázku 33, je to hranice, kde všude se nachází vzduch. Objemový podíl pro vodu byl nastaven 0, to znamená, že při případném zpětném proudění, může být nasán pouze vzduch. Na této ploše byl definován tlakový výstup na atmosférický tlak. Fluent počítá se relativními tlaky, takže hodnota tlaku byla 0 Pa. Turbulentní intenzita byla 10% a hydraulický průměr opět 94.536 mm.



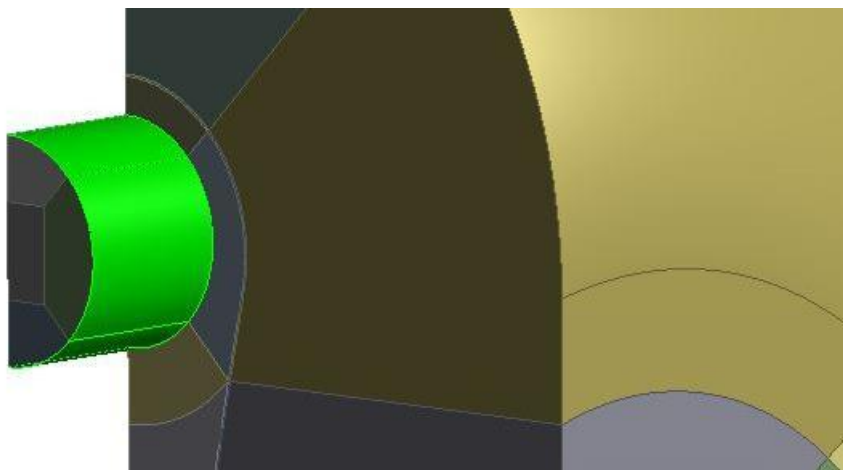
Obrázek 33: Plocha okrajové podmínky – výstup (zelená barva)

Úloha byla řešena jako symetrická, to znamená, že bylo nutné definovat plochu symetrie (viz obrázek 34).



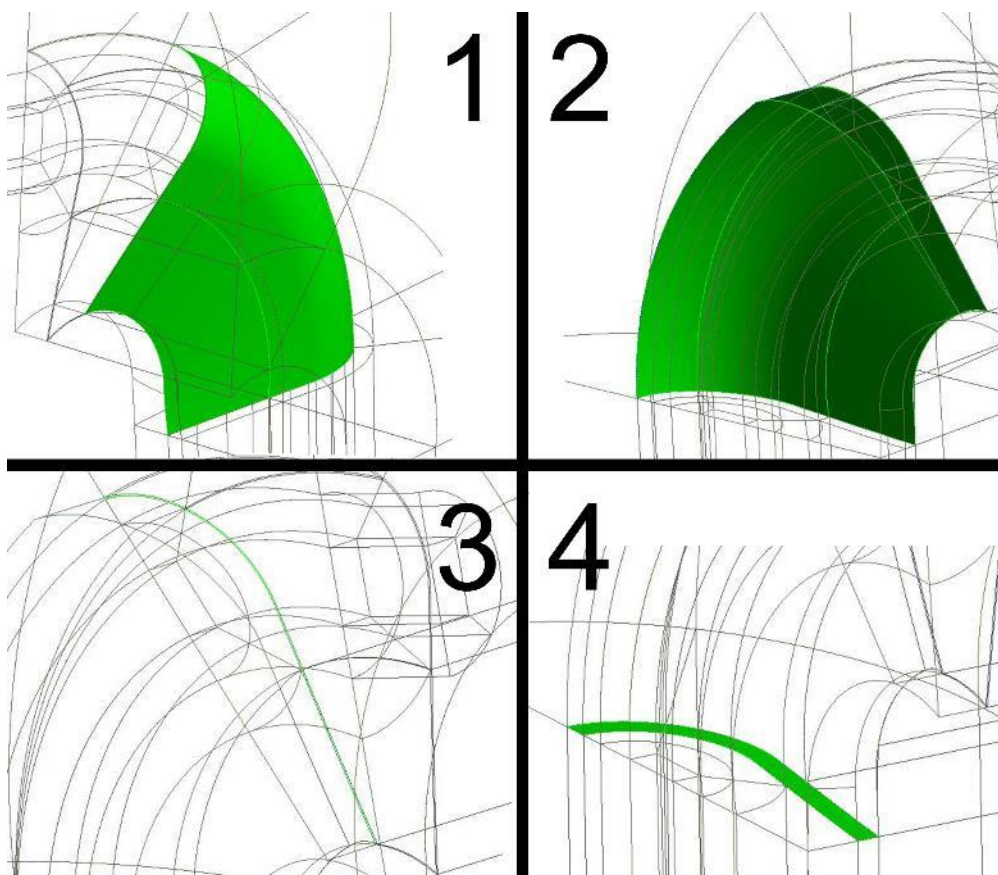
Obrázek 34: Plocha okrajové podmínky – symetrie (zelená barva)

Dalším okrajovou podmínkou je stěna jakoby "potrubí" vodního paprsku (viz obrázek 35).



Obrázek 35: Plocha okrajové podmínky – stěna vodního paprsku (zelená barva)

Pro zjištění kroutícího momentu zvlášť od vnitřní stěny, vnější stěny, špičky a odtokové hrany deflektoru, bylo nutné definovat všechny stěny zvlášť (viz obrázek 36).



Obrázek 36: Plocha okrajové podmínky – stěna deflektoru, kde 1 je vnitřní stěna, 2 je vnější stěna, 3 je špička a 4 je odtoková hrana deflektoru

5.3.3 Diskretizační schémata

Pro výpočet bylo nutné zvolit diskretizační schémata, pomocí kterých se počítalo. Zvolená schémata jsou zobrazena v tabulce:

Scheme	SIMPLE
Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure	PRESTO!
Momentum	Second Order Upwind
Volume Fraction	Geo-Reconstruct
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
Transient Formulation	First Order Implicit

Tato nastavení byla používána pro všechny výpočty.

5.3.4 Monitory

Voda je neustále stříkána na lopatky Peltonovy turbíny a deflektor paprsek postupně odřízne. V této diplomové práci, byly výpočty pro všechny pozice provedeny tak, že v čase $t=0$ voda začala téct ze vstupní plochy a narazila na deflektor. Kvůli tomu bylo nutné nastavit monitor, který sledoval průběh krouticího momentu působen od stěny deflektoru v závislosti na čase. Předpokládaný průběh momentu je takový, že v okamžiku, když voda zasáhne na deflektor, moment narůstá, pak poklesne a ustálí se na nějakou konstantní hodnotu. Po ustálení bylo výpočet možné považovat za hotový.

5.3.5 Nastavení výpočtu

Příklad byl řešen jako časově závislý (transientní), to znamená, že bylo nutné nastavit nějaký časový krok. První pokus byl proveden s časovým krokem $\Delta t = 10^{-5}$ s, ale odpověď Fluentu byla chyba, takzvaný “Global courant number“ byl větší než 250. Tato konstanta závisí na rychlosti proudění, hustoty výpočetní sítě a na časovém kroku. Jediné, co bylo možné změnit, je časový krok. Nakonec všechny výpočty proběhly s časovým krokem $\Delta t = 1 \mu\text{s}$. Na začátku výpočtu bylo pro rozběh nastaveno 40 iterací na jeden časový krok, pak byla hodnota postupně snižována na 20 a větší část výpočtu proběhla s 10. Jak už bylo zmíněno, doba výpočtu závisela na ustálení krouticího momentu. [5]

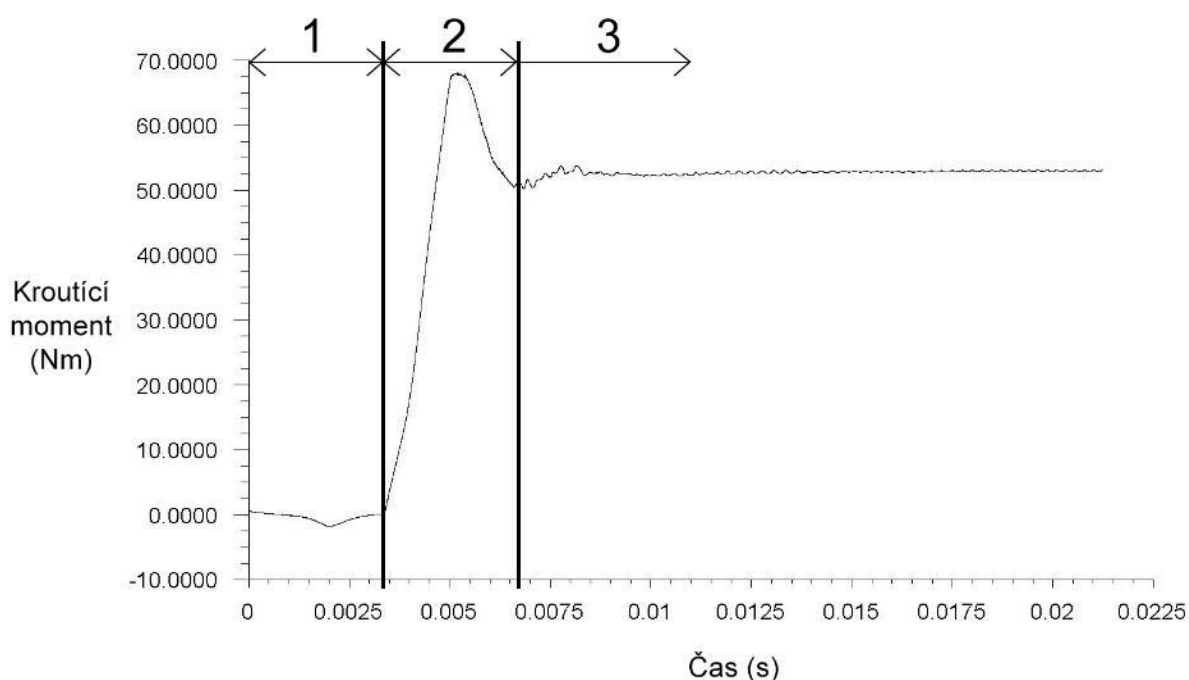
6 Výsledky výpočtu

Proudění vody bylo simulováno pro různé úhly zavření, které svírá deflektor s dýzou. Tyto úhly byly $\gamma_1 = 55.749^\circ$, $\gamma_2 = 43.190^\circ$, $\gamma_3 = 31.292^\circ$, $\gamma_4 = 15.132^\circ$ a $\gamma_5 = 0^\circ$. Pro všechny úhly zavření byl zjištěn kroutící moment od stěn deflektoru, a to pro tři spády: 60 m, 120 m a 240 m. Výpočetní čas jednoho výpočtu zabral přibližně 72 hodin. Celý výpočet pro všechny úhly a spády trval přibližně 45 dnů.

6.1 Reziduály a kroutící moment

Průběh reziduálů byl vyhovující. Nejnižší hodnota chyby byla pro rychlosti ve všech směrech přibližně 10^{-12} , pak následovaly hodnoty k a ε kolem 10^{-8} a nejvyšší hodnoty dosáhl u rovnice kontinuity, která měla chybu kolem 10^{-4} , což je stále vyhovující.

Jak už bylo zmíněno v kapitole 5.3.4, v průběhu výpočtu byla sledována hodnota kroutícího momentu v závislosti na čase. Ve všech výpočtech je průběh podobný, tady je pro ukázkou zobrazen pouze pro úhel zavření 55.749° a spád 120 m (viz obrázek 37).



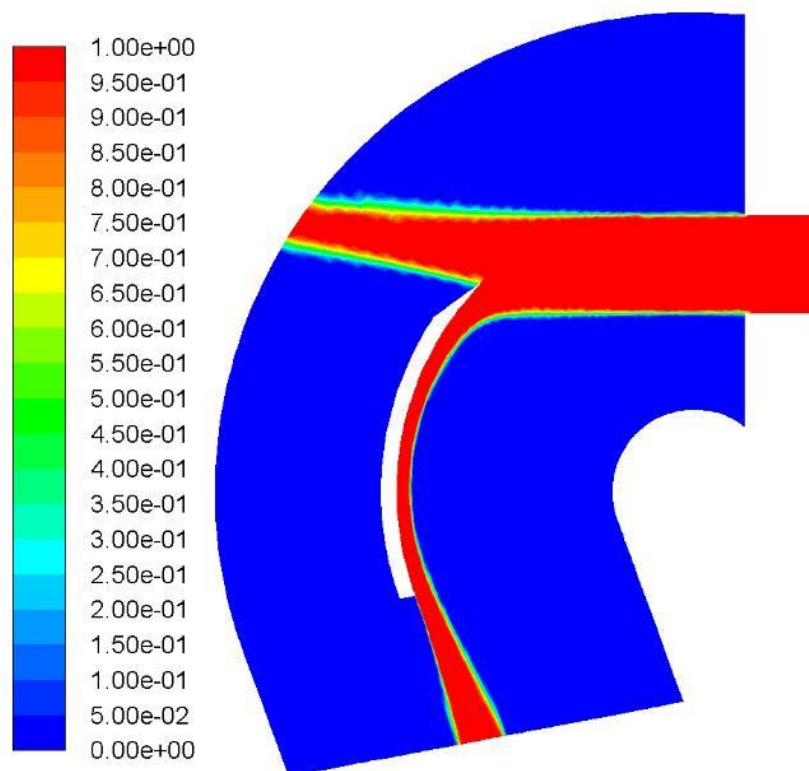
Obrázek 37: Průběh kroutícího momentu v závislosti na čase (úhel 55.749° , spád 120 m)

Graf na obrázku 37 je rozdělen na tři oblasti. První oblast je doba, když voda proudí ven z dýzy ve vzduchu, a deflektoru se ještě vůbec nedotýká, tedy kroutící moment je nulový. Druhá oblast je moment, když voda narazí na deflektor. Kroutící moment v této oblasti náhle narůstá, ale tento výsledek zatím není reálný. Poslední oblast je ustálení kroutícího momentu. Po ustálení bylo možné výpočet považovat za hotový.

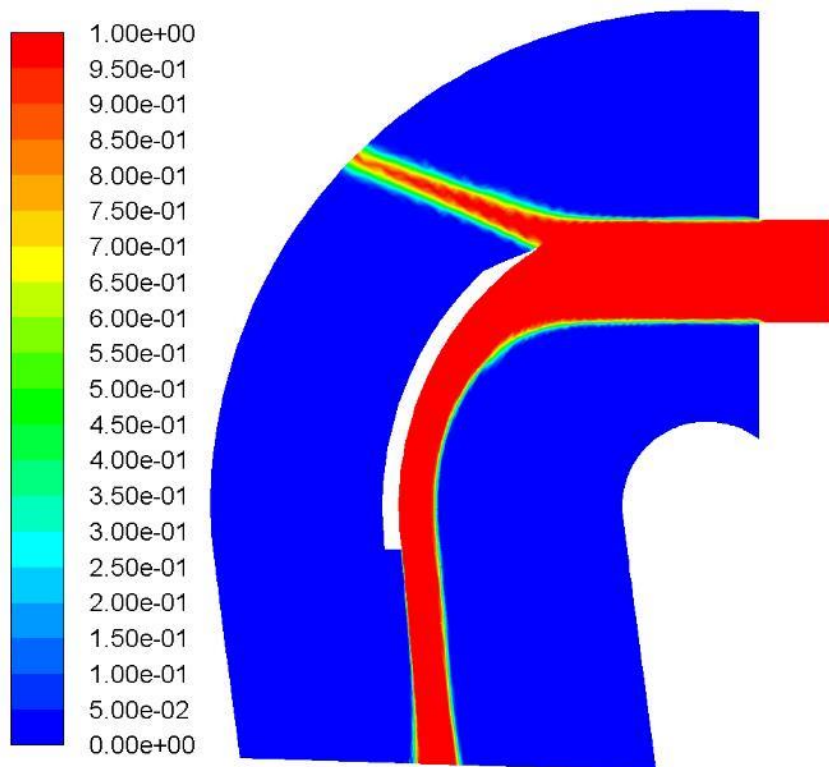
6.2 Vizualizace proudění

V této podkapitole budou zobrazeny různé vizualizace proudění. Všechny obrázky byly generovány v programu ANSYS Fluent 17.2.

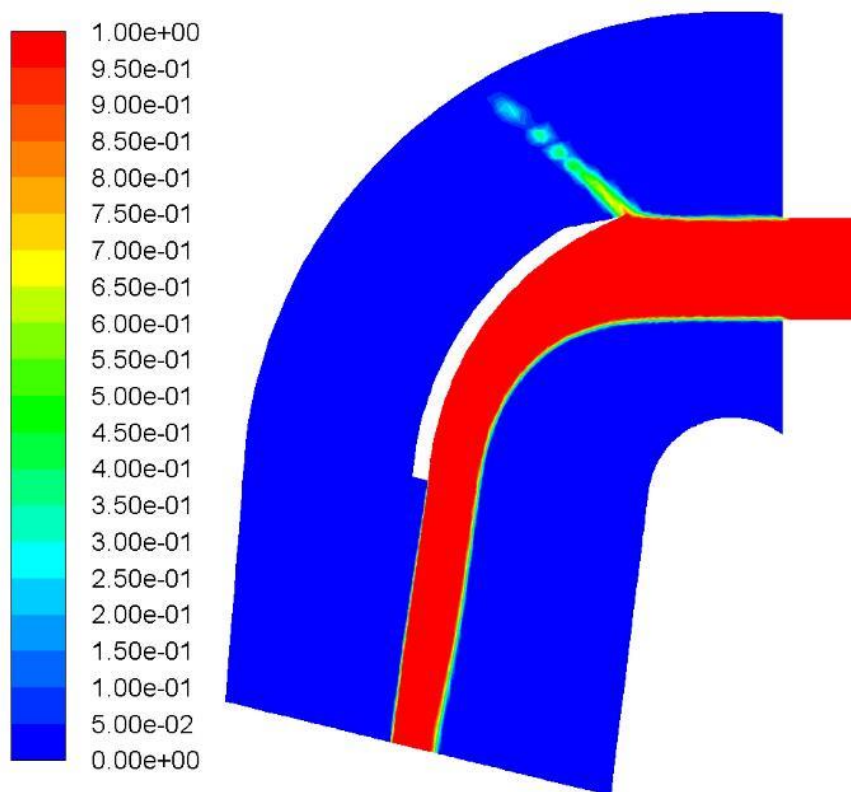
První sada obrázků zobrazuje proudění na ploše symetrie. Tyto obrázky byly vhodné pro ověření, zda jsou výsledky z hlediska proudění reální nebo ne. Vizualizace při konstantním úhlu zavření měnicí se spádem se liší pouze v rychlostech, proto je v této práci uvedeno pro ukázkou pouze proudění pro spád 120 m.



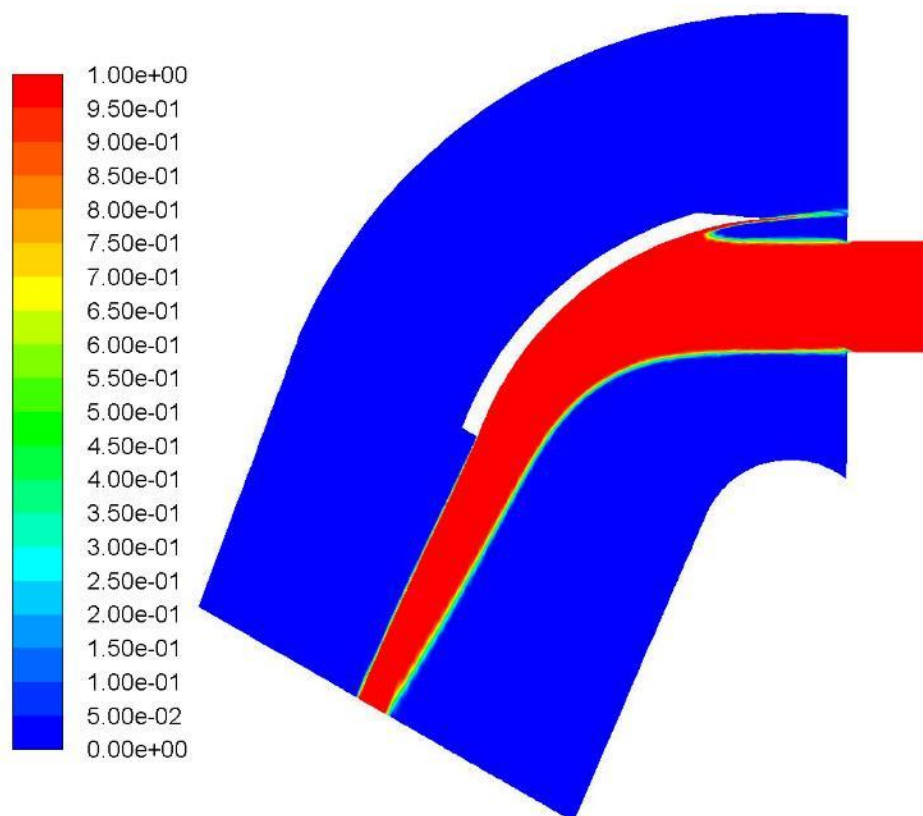
Obrázek 38: Vizualizace proudění při úhlu 55.749° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)



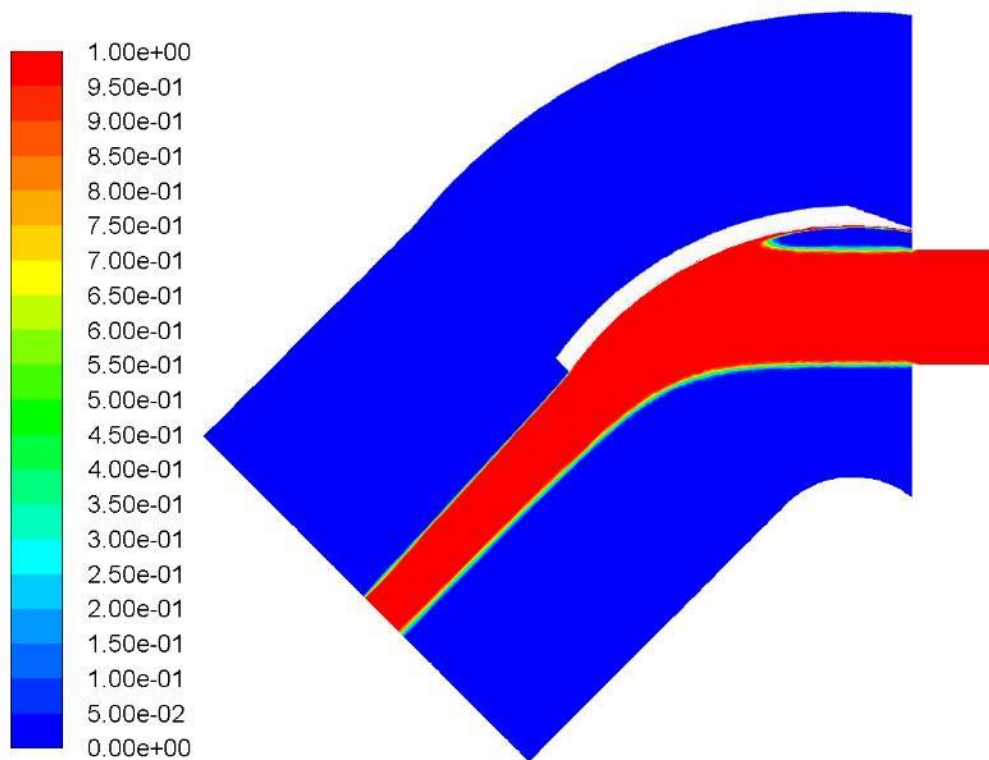
Obrázek 39: Vizualizace proudění při úhlu 43.190° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)



Obrázek 40: Vizualizace proudění při úhlu 31.292° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)

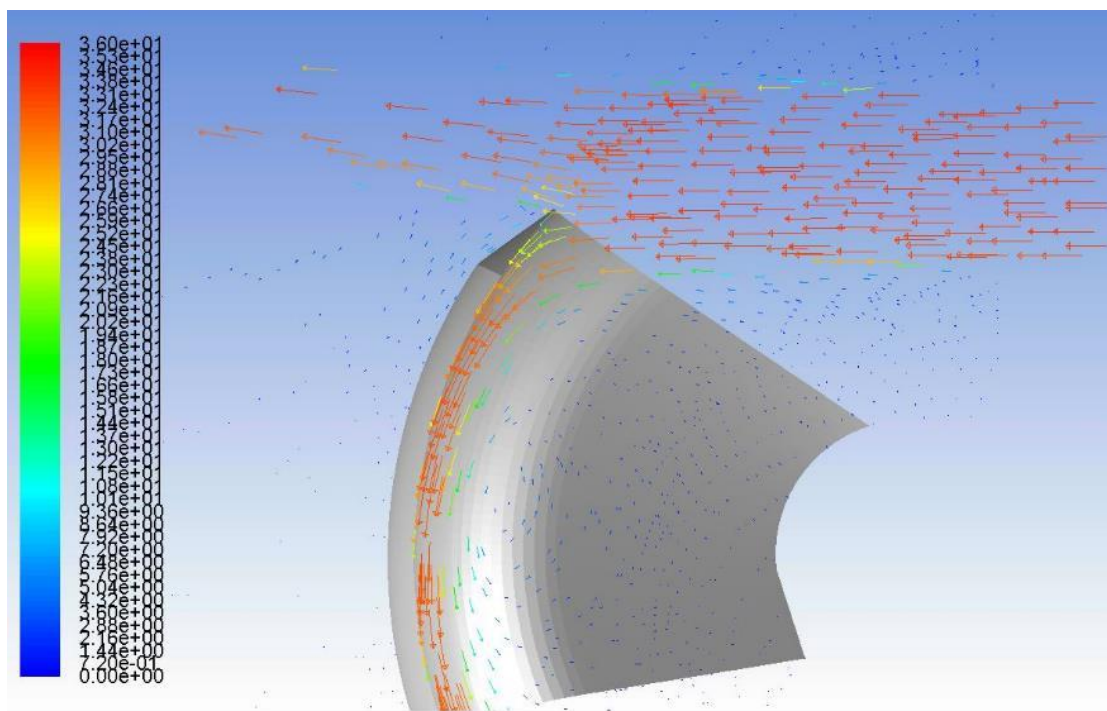


Obrázek 41: Vizualizace proudění při úhlu 15.132° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)

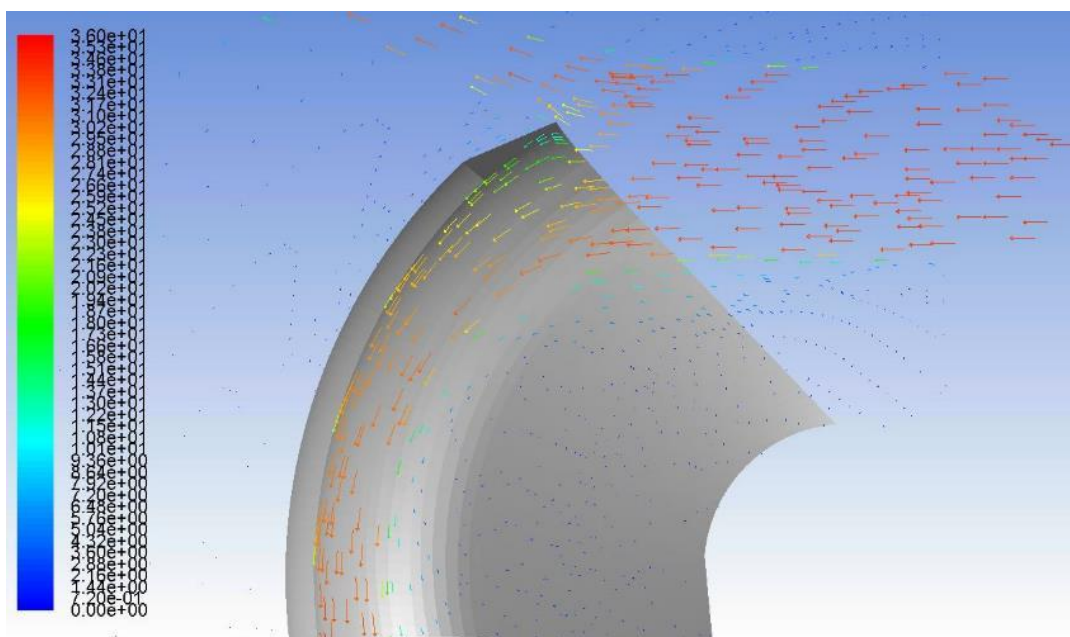


Obrázek 42: Vizualizace proudění při plném zavření, 0° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)

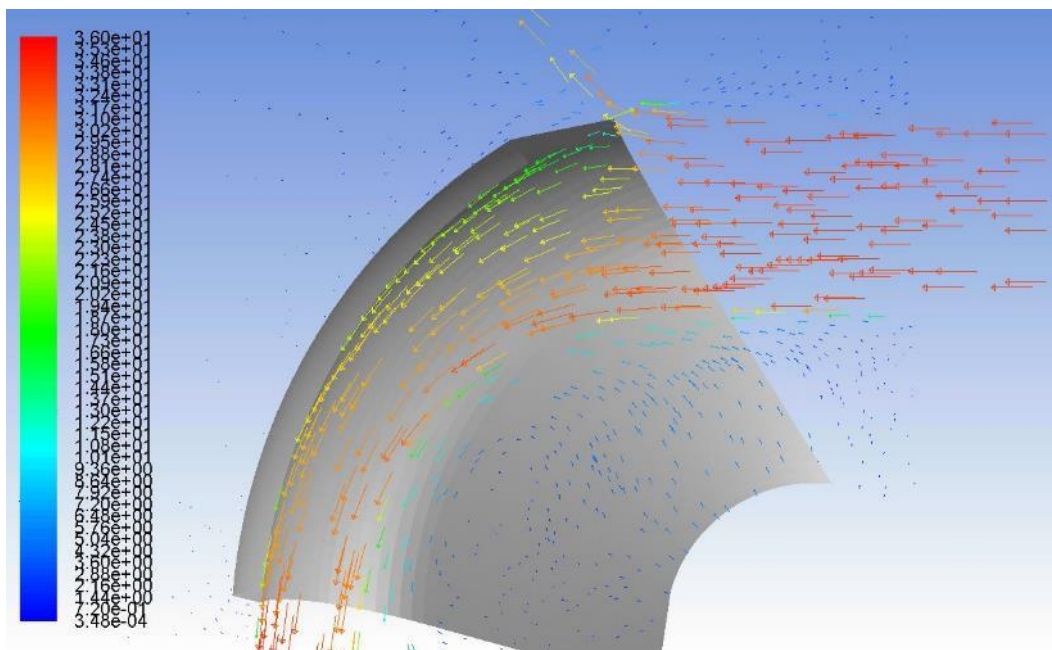
Další sada obrázků zobrazuje vektory rychlostí v blízkosti k stěnám deflektoru. Tato vizualizace byla nutná kvůli zobrazení směru proudění, hlavně při vzniku zpětného proudění při úhlu 15.132° a 0° . Zpětné proudění na stěnách způsobí záporný moment, který snižuje celkový kroutící moment na čepu deflektoru. Podobně jako u proudění na ploše symetrie, se vektory liší pouze ve velikosti, směr mají většinou stejný, a proto jsou vektory uvedeny pouze pro spád 60 m.



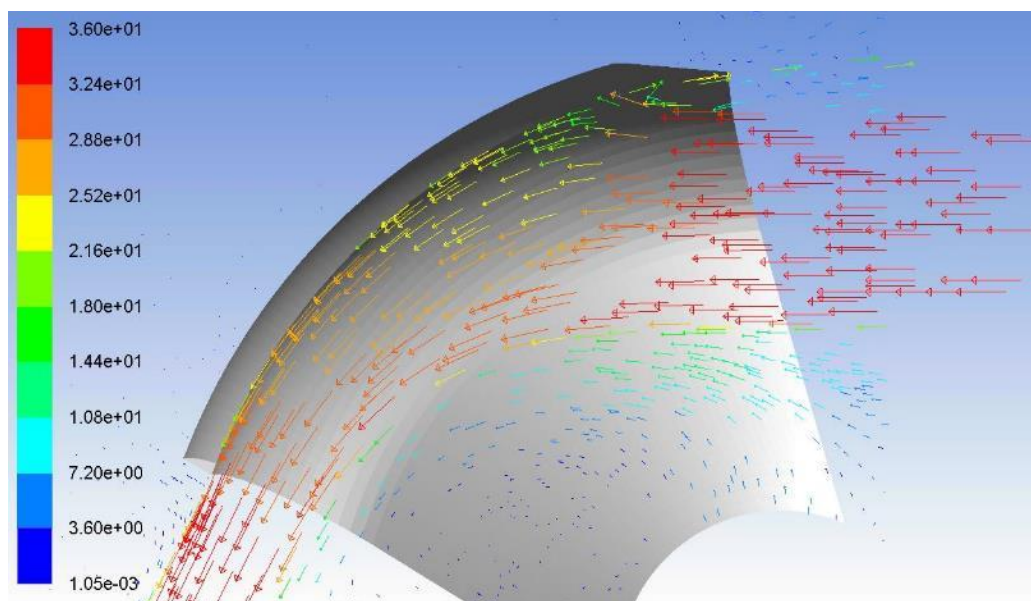
Obrázek 43: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 55.749° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s



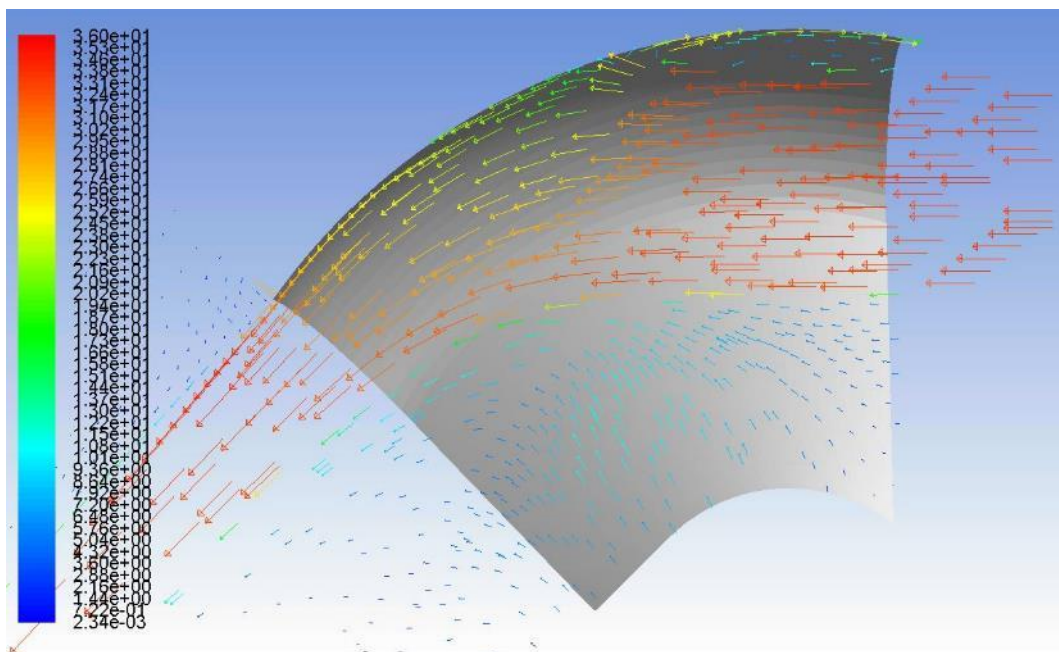
Obrázek 44: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 43.190° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s



Obrázek 45: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 31.292° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s

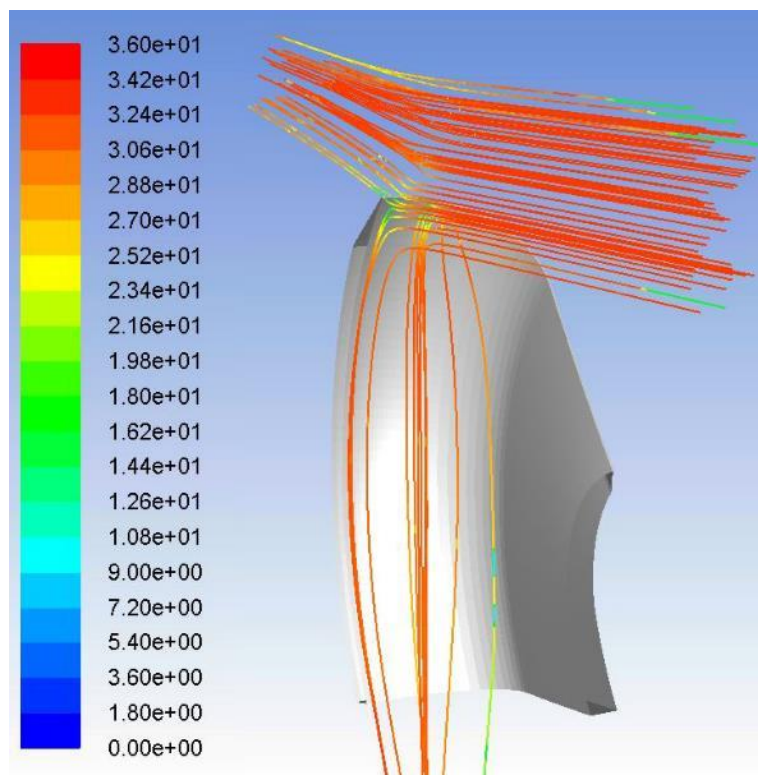


Obrázek 46: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 15.132° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s

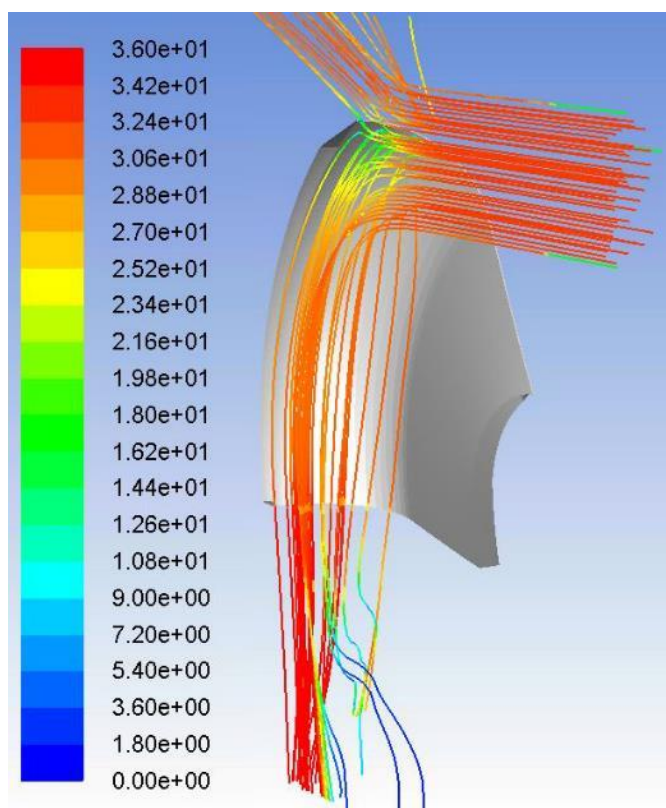


Obrázek 47: Vektory rychlosti proudění při plném zavření 0° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s

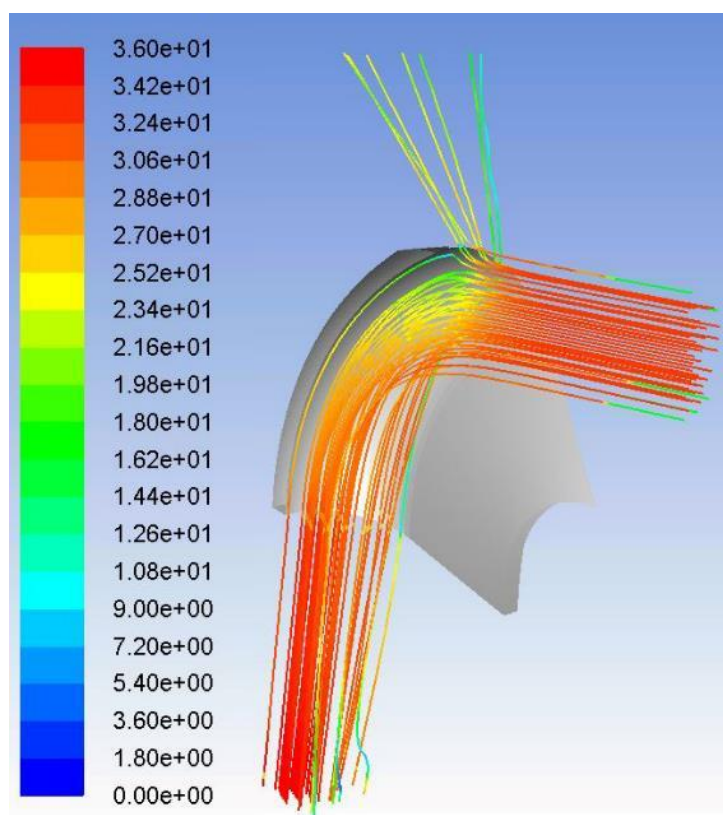
Poslední sada obrázků znázorňuje proudnice (barvené podle velikosti rychlosti), které vychází ze vstupní plochy. Proudnice umožňují vizualizaci rozlití vody na stěnách deflektoru. Jako i před tím, rozlití na stěnách v závislosti na spádu je velice podobné, proto bylo znázorněno pouze pro spád 60 m.



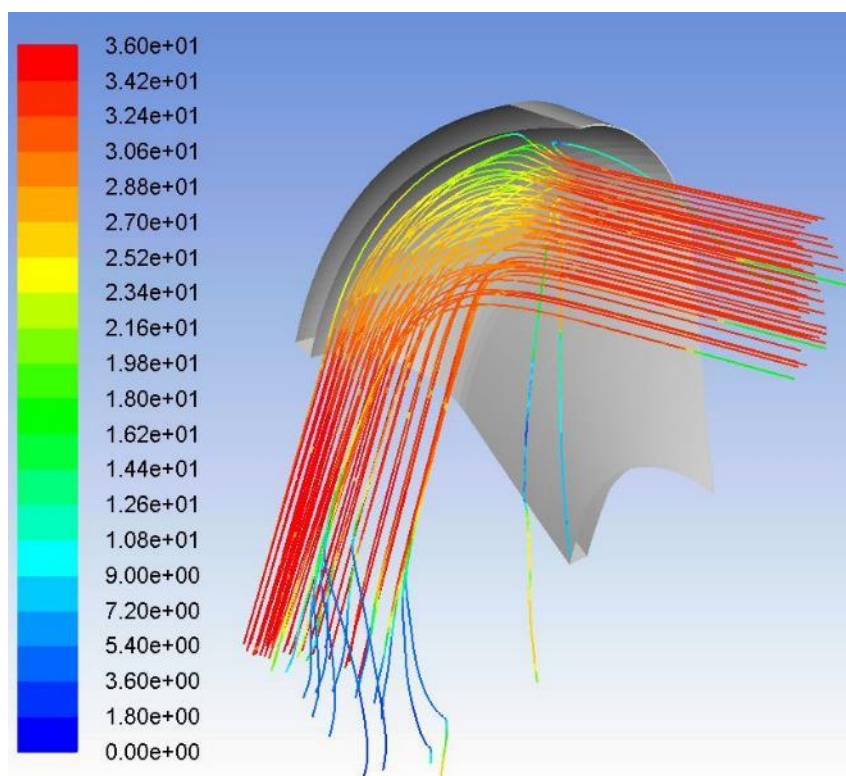
Obrázek 48: Vizualizace proudnic při úhlu 55.749° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum



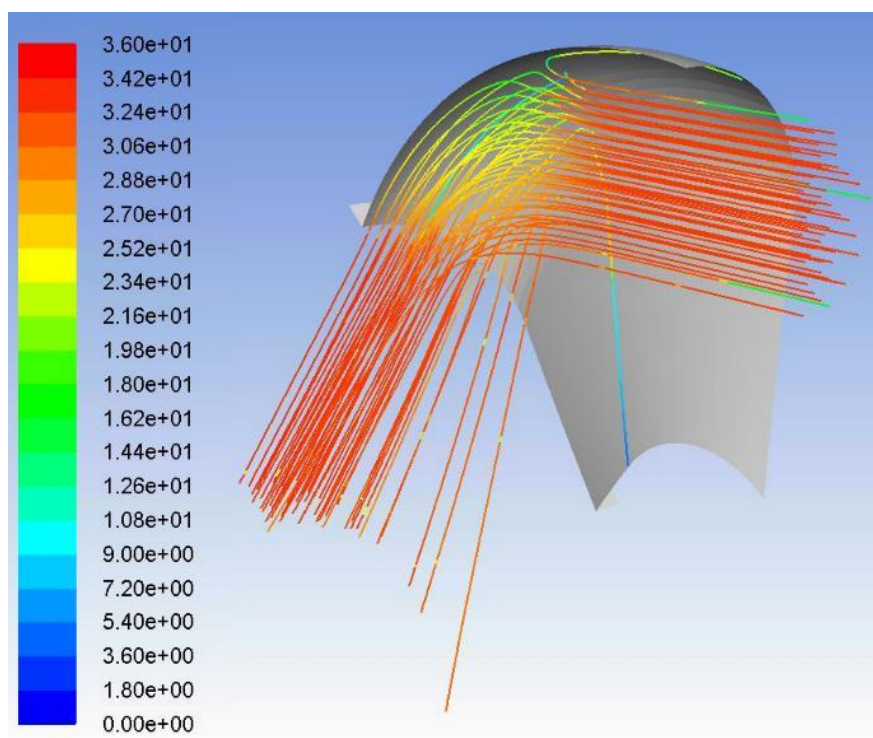
Obrázek 49: Vizualizace proudnic při úhlu 43.190° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum



Obrázek 50: Vizualizace proudnic při úhlu 31.292° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum



Obrázek 51: Vizualizace proudnic při úhlu 15.132° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum



Obrázek 52: Vizualizace proudnic při plném zavření 0° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum

6.3 Číselné výsledky

Hlavním cílem CFD výpočtů bylo zjištění kroutících momentů, které působí od stěnách deflektoru na čep. Následující tabulka obsahuje všechny kroutící momenty působící zvlášť od vnitřní a vnější stěny, dále od špičky a odtokové hrany, pro všechny úhly zavření γ a spády H . Pro všechny stěny je hodnota rozdělena na dvě části: kroutící moment vzniklý od třecích a tlakových sil. Suma všech hodnot, tedy celkový kroutící moment pro daný úhel a spád, je zobrazena na pravé části tabulky. Tyto hodnoty byly zjištěny přímo z programu ANSYS Fluent 17.2.

Tabulka 1: Výsledky kroutících momentů působící na čep deflektoru z programu ANSYS

γ [°]	H [m]	$M_{kCFD-vnitřní}$		$M_{kCFD-špička}$		$M_{kCFD-odtoková}$		$M_{kCFD-vnější}$		M_{kCFD} celkový
		třecí	tlakové	třecí	tlakové	třecí	tlakové	třecí	tlakové	
0	60	2.368	-0.005	0.000	0.000	0.003	1.923	0.000	0.000	4.289
	120	4.358	-0.010	0.000	0.000	0.005	3.770	0.000	0.000	8.124
	240	8.070	-0.020	0.000	0.000	0.009	7.444	0.000	0.000	15.503
15.132	60	8.707	0.001	-0.001	-1.109	0.000	1.309	0.000	0.000	8.908
	120	16.371	0.002	-0.001	-2.115	0.001	2.698	0.001	0.001	16.955
	240	30.940	0.003	-0.002	-4.084	0.002	5.663	0.001	-0.001	32.520
31.292	60	14.866	0.002	-0.001	5.195	0.000	1.957	-0.026	-0.735	21.259
	120	28.075	0.004	-0.002	9.898	0.000	4.111	-0.042	-1.279	40.767
	240	52.909	0.008	-0.002	18.723	0.000	8.234	-0.064	-2.298	77.512
43.19	60	16.370	-0.120	0.009	14.185	0.000	1.381	-0.007	-0.236	31.581
	120	30.853	-0.240	0.017	27.109	-0.001	2.899	-0.012	-0.463	60.162
	240	58.169	-0.480	0.035	51.501	-0.001	6.762	-0.021	-0.896	115.069
55.749	60	13.840	0.000	0.001	13.978	0.000	0.591	-0.003	-0.168	28.239
	120	26.225	0.000	0.002	26.724	0.000	1.198	-0.005	-0.330	53.814
	240	49.722	0.001	0.006	50.845	-0.001	2.641	-0.008	-0.646	102.560
63.107	60	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	120	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	240	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

kde γ je úhel zavření, H je spád a M_k je kroutící moment. Index „CFD“ značí, že výsledky jsou z CFD výpočtu a dále index „vnitřní“ značí vnitřní stěnu, „špička“ špičku, „odtoková“ odtokovou hranu a „vnější“ vnější stěnu deflektoru.

Tyto indexy a značení platí stejně pro tabulku 2. Celý výpočet byl proveden jako symetrický, to znamená, že i hodnoty kroutících momentů jsou poloviční. Tabulka 2 obsahuje již finální výsledky kroutících momentů.

Tabulka 2: Finální výsledky kroutících momentů působící na čep deflektoru

γ [°]	H [m]	$M_{\text{kCFD-vnitřní}}$		$M_{\text{kCFD-špička}}$		$M_{\text{kCFD-odtoková}}$		$M_{\text{kCFD-vnější}}$		$M_{\text{kCFD celkový}}$
		třecí	tlakové	třecí	tlakové	třecí	tlakové	třecí	tlakové	
0	60	4.736	-0.010	0.000	0.000	0.006	3.845	0.000	0.000	8.577
	120	8.717	-0.020	0.000	0.000	0.010	7.541	0.000	0.000	16.247
	240	16.141	-0.041	0.000	0.000	0.018	14.887	0.000	0.000	31.006
15.132	60	17.414	0.001	-0.001	-2.217	0.001	2.618	0.001	0.001	17.817
	120	32.742	0.003	-0.002	-4.230	0.001	5.396	0.001	0.002	33.911
	240	61.879	0.006	-0.004	-8.169	0.003	11.325	0.002	-0.002	65.040
31.292	60	29.731	0.004	-0.003	10.389	0.000	3.913	-0.052	-1.469	42.517
	120	56.151	0.008	-0.004	19.797	0.000	8.222	-0.083	-2.557	81.534
	240	105.818	0.016	-0.004	37.447	0.001	16.469	-0.127	-4.597	155.023
43.19	60	32.740	-0.240	0.017	28.369	-0.001	2.761	-0.014	-0.472	63.161
	120	61.705	-0.480	0.034	54.217	-0.001	5.797	-0.024	-0.926	120.324
	240	116.339	-0.960	0.069	103.001	-0.002	13.523	-0.042	-1.792	230.137
55.749	60	27.681	0.000	0.002	27.955	0.000	1.183	-0.005	-0.336	56.479
	120	52.450	0.001	0.005	53.448	-0.001	2.396	-0.009	-0.661	107.628
	240	99.444	0.002	0.012	101.690	-0.001	5.281	-0.016	-1.291	205.120
63.107	60	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	120	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	240	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

6.4 Vyhodnocení výsledků

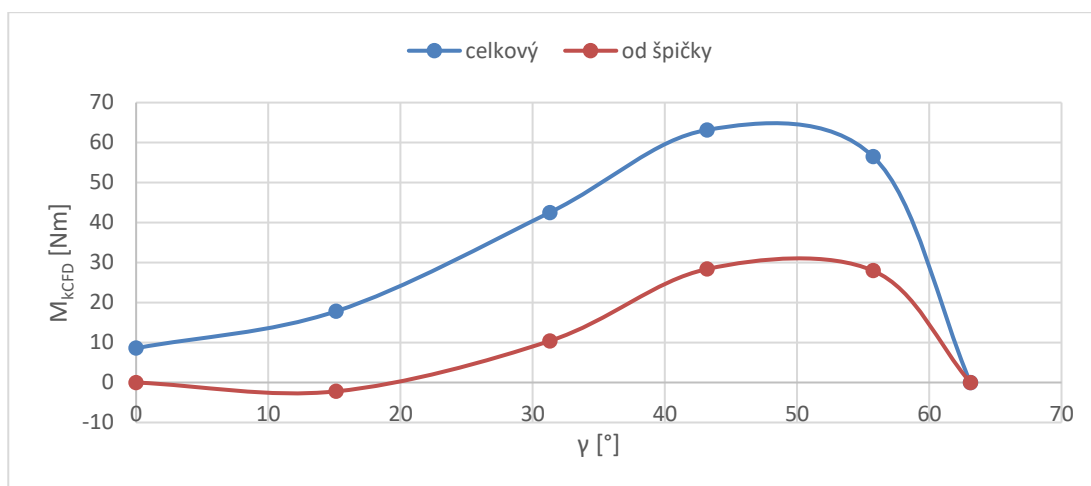
6.4.1 Třecí a tlakové síly

Z pohledu třecích a viskózních sil vyšly výsledky podle očekávání. Důvodem je fakt, že vnitřní stěna deflektoru je řízena kružnicí se středem v čepu, a kroutící momenty působením tlakových sil jsou velmi blízko k nule.

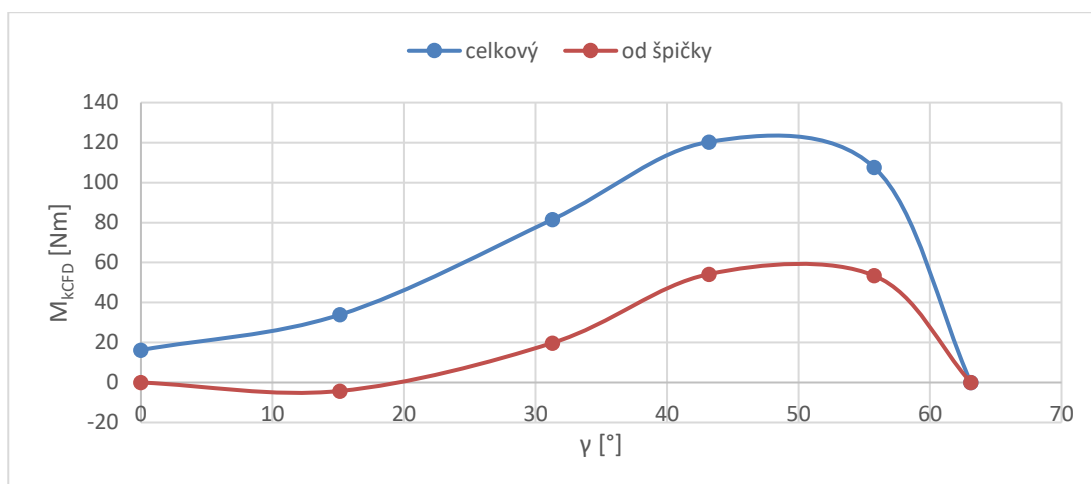
Naopak kroutící momenty působící od špičky deflektoru jsou příliš velké od tlakových sil. Důvodem velikosti těchto momentů je zjednodušení geometrie špičky, kde zaoblení bylo zjednodušeno na rovnou stěnu. Protože rychlosti jsou vysoké, i tlakové síly působící na rovnou stěnu o velikosti 1 mm jsou velké.

Kroutící momenty působící od vnější stěny a od odtokové hrany deflektoru jsou téměř zanedbatelné. Jediný případ, kde Fluent ukázal kroutící momenty, je na odtokové hraně působením tlakových sil.

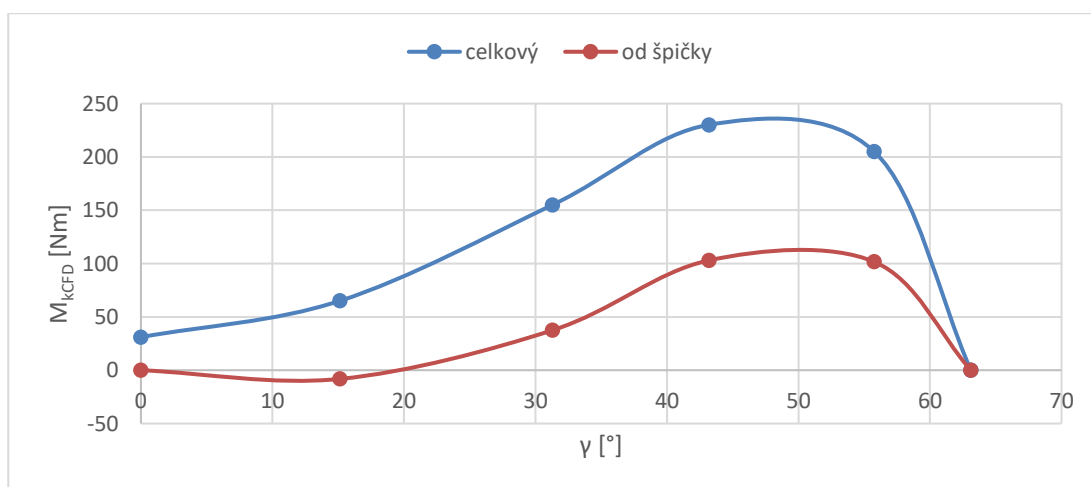
V následujících grafech jsou zobrazeny průběhy celkových kroutících momentů v závislosti na úhlu zavření, a pro porovnání byly přidány hodnoty kroutících momentů působící pouze od špičky deflektoru.



Obrázek 53: Průběh celkového kroutícího momentu a kroutícího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 60 m.



Obrázek 54: Průběh celkového kroutícího momentu a kroutícího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 120 m.



Obrázek 55: Průběh celkového kroutícího momentu a kroutícího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 240 m.

Z těchto grafů lze vidět, že průběhy kroutících momentů jsou velice podobné pro všechny spády. Maximální kroutící moment, který bude i návrhový pro deflektor, je od 40° do 50°. Další věc, co grafy ukazují je to, že přibližně 50 % celkového kroutícího momentu je způsobeno tlakovými silami působícími na špičku deflektoru.

6.4.2 Porovnání výsledků získaných dle norem a pomocí CFD simulace

Dalším vyhodnocením je porovnání výsledků CFD výpočtu s kroutícími momenty vypočítané dle normy IEC 60 193 (kapitola 2).

V prvním kroku pro porovnání bylo nutné vypočítat jednotkový moment (M_{11}) deflektoru pro všechny úhly zavření. Pro tento výpočet byl brán jako základ CFD výpočet pro spád $H = 60m$. Výpočet jednotkového momentu byl proveden pomocí vztahu (2.1):

$$M_{11d} = \frac{M_{kd}}{d^3 \cdot H}$$

kde na místo M_{kd} byl dosazen celkový kroutící moment od spádu 60 m ($M_{kCFD-60}$):

$$M_{11d} = \frac{M_{kCFD-60}}{d^3 \cdot H} \quad (6.1)$$

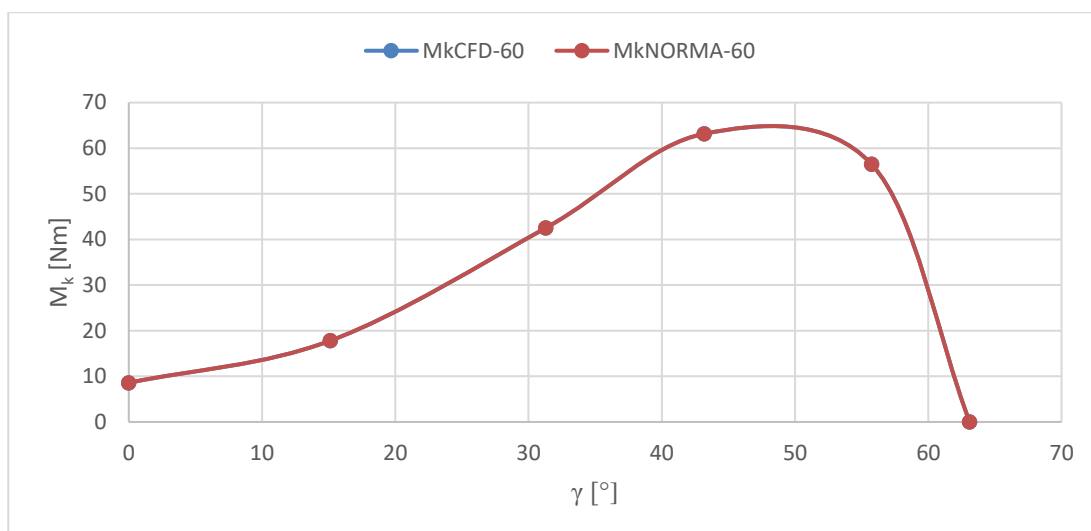
Dalším krokem bylo dopočítání kroutících momentů deflektoru pro zbylé spády, 120 a 240 m pomocí vztahu (2.1), kde za M_{11d} , byly dosazeny v předchozím odstavci vypočítané hodnoty pomocí spádu 60 m. Výsledky jsou zobrazeny v následující tabulce:

Tabulka 3: Výsledky kroutících momentů vypočítané podle normy IEC 60 193

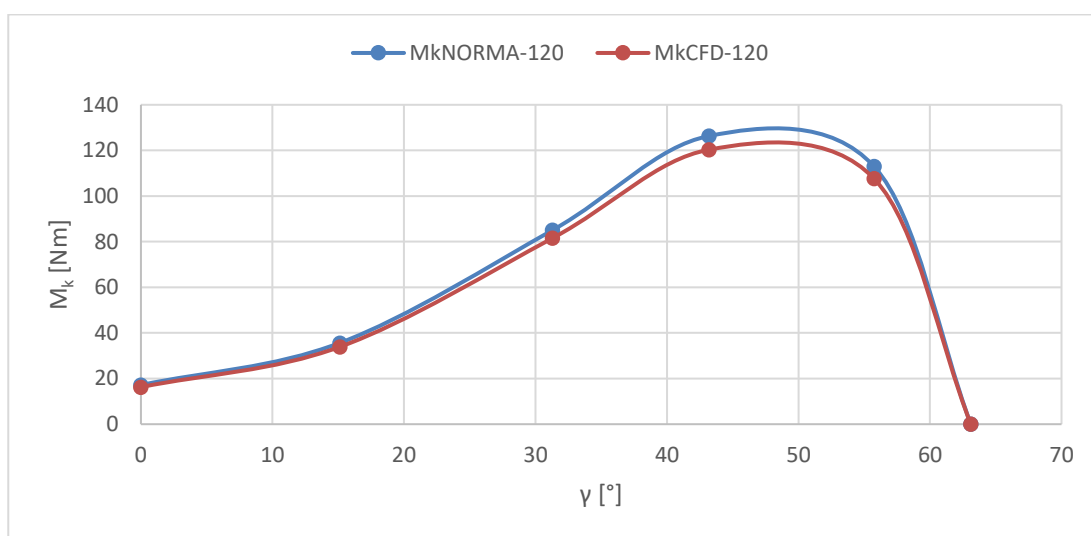
γ [°]	M_{11d} [Nm]	$M_{kNORMA-60}$ [Nm]	$M_{kNORMA-120}$ [Nm]	$M_{kNORMA-240}$ [Nm]
0	114.434	8.577	17.155	34.309
15.132	237.704	17.817	35.634	71.268
31.292	567.241	42.517	85.035	170.069
43.190	842.663	63.161	126.323	252.646
55.749	753.505	56.479	112.957	225.915
63.107	0	0	0	0

kde indexování „NORMA-x“ značí výpočet podle normy IEC 60 193 pro daný spád x metrů.

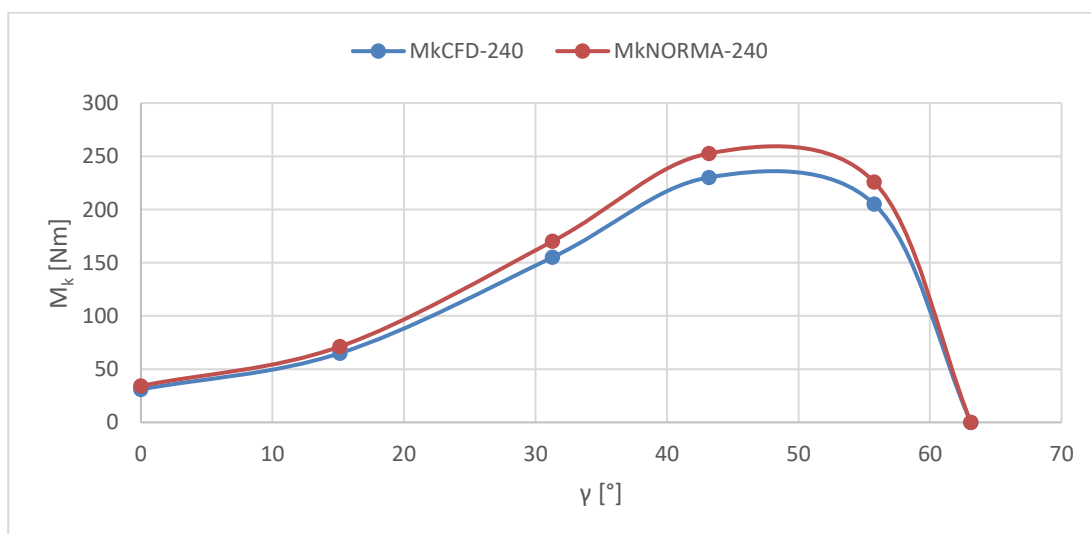
V následujících grafech jsou zobrazeny průběhy kroutících momentů při konstantních spádech. Grafy obsahují kroutící momenty vypočítané podle normy a kroutící momenty vypočítané pomocí CFD v závislosti na úhlu zavření.



Obrázek 56: Průběh kroutících momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 60 m.



Obrázek 57: Průběh kroutících momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 120 m.



Obrázek 58: Průběh kroutících momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 240 m.

Protože základem byl spád 60 m, průběh momentů je naprosto stejný. Při spádech 120 a 240 m je vidět, že zvyšujícím se spádem se postupně zvyšuje i rozdíl mezi výpočtovými metodami. Tyto rozdíly číselně a procentuálně jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 4: Číselné porovnání rozdílů výpočtových metod

$H = 60m$				$H = 120m$			$H = 240m$		
γ [°]	M_k CFD [Nm]	M_k NORMA [Nm]	Rozdíl [%]	M_k CFD [Nm]	M_k NORMA [Nm]	Rozdíl [%]	M_k CFD [Nm]	M_k NORMA [Nm]	Rozdíl [%]
0	8.577	8.577	0	16.247	17.155	5.59	31.006	34.309	10.65
15.132	17.817	17.817	0	33.911	35.634	5.08	65.040	71.268	9.56
31.292	42.517	42.517	0	81.534	85.035	4.29	155.023	170.069	9.71
43.19	63.161	63.161	0	120.324	126.323	4.99	230.137	252.646	9.78
55.749	56.479	56.479	0	107.628	112.957	4.95	205.120	225.915	10.14
63.107	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Z tabulky 4 je možné vidět, že rozdíly mezi kroutícími momenty vypočítané s různými metodami při spádu 120 m je přibližně 5%, a při spádu 240 m je přibližně 10%. Pro návrh deflektoru je jako dimenzační moment brán největší, to znamená při $\gamma = 43.190^\circ$. Dimenzaci nelze provést pro krajní hodnotu, z hlediska bezpečnosti je nutné připočítat nějakou rezervu.

Vztah podle normy je empirický, to znamená, že byl odvozen ze statistiky a zkušenosti. Kroutící momenty podle CFD výpočtu jsou menší než podle normy, ale možná, že se jedná právě o ten bezpečnostní faktor, který může být zakomponován do normalizovaného vztahu.

6.4.3 Modifikace vzorce M_{11d}

Dalším cílem této práce bylo modifikování přepočtového vzorce, který udává norma IEC 60 193. Původní vzorec (2.1) byl modifikován zavedením konstanty α , jako exponent spádu. Vztah (2.1) po modifikaci má následující tvar:

$$M_{11d} = \frac{M_{Kd}}{d^3 \cdot H^\alpha} \quad (6.2)$$

kde exponent α podle normy má hodnotu 1.

V rovnici (6.2) jsou známy všechny členy. M_{11d} byl vypočítán v kapitole 6.4.2, M_{Kd} je výsledek CFD výpočtu. Průměr dýzy a spád jsou taky známy hodnoty. Jediná neznámá je zavedená konstanta α . Pro výpočet konstanty α je nutné z rovnice vyjádřit. Prvním krokem je úprava vztahu na následující tvar:

$$H^\alpha = \frac{M_{Kd}}{M_{11d} d^3} \quad (6.3)$$

Pro vyjádření exponentu bylo nutné rovnici logaritmovat:

$$\alpha \cdot \ln(H) = \ln\left(\frac{M_{Kd}}{M_{11d} d^3}\right) \quad (6.4)$$

Pak po upravení rovnice získáme neznámou ve tvaru:

$$\alpha = \frac{\ln\left(\frac{M_{Kd}}{M_{11d} d^3}\right)}{\ln(H)} \quad (6.5)$$

Výpočet byl proveden pro momenty, které jsou nejdůležitější při návrhu deflektoru, tedy při maximálních momentech ($\gamma = 43.190^\circ$). Při výpočtu na místo M_{Kd} byly dosazeny momenty pro spád 120 a 240 m, vypočítané pomocí CFD simulaci:

$$\alpha_{120} = \frac{\ln\left(\frac{M_{Kd}}{M_{11d} d^3}\right)}{\ln(H)} = \frac{\ln\left(\frac{120.323532}{842.6632109 \cdot 0.1077^3}\right)}{\ln(120)} = 0.98984$$

$$\alpha_{240} = \frac{\ln\left(\frac{M_{Kd}}{M_{11d} d^3}\right)}{\ln(H)} = \frac{\ln\left(\frac{230.13702}{842.6632109 \cdot 0.1077^3}\right)}{\ln(240)} = 0.98297$$

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo zjištění kroutícího momentu, který působí na čep deflektoru od stěn deflektoru. Důvodem zjištění těchto momentů je předpoklad, že přepočtový vzorec (2.1) podle normy pro kroutící moment deflektoru bere do úvahy pouze tlakové (normálové) síly působící na stěny. Jestliže je deflektor konstruován jako rotačně symetrický kolem své osy rotace, pak nosníky všech normálových sil prochází osou rotace čepu, což znamená, že vznik kroutícího momentu s tlakovými silami vůbec nesouvisí. Jediný důvod vzniku kroutícího momentu je uvažování třecích sil na stěnách deflektoru. Očekávané reálné hodnoty kroutícího momentu byly menší, než vypočítané podle normy. Důvodem zjištění menších momentů je možný návrh řízení deflektoru, například hydraulický systém nahradit jednoduchým elektromotorem.

První část práce se týká Peltonovy turbíny. Byl vysvětlen jeho princip a konstrukce. Větší důraz byl kladen na konstrukci a princip deflektoru. Po stručném popsání dané problematiky byl uveden návrh deflektoru, na kterém byl výpočet proveden. Pak následovaly potřebné hydraulické výpočty a vysvětlení principu zvolené metody řešení. V poslední části práce bylo uvedeno, jak výpočet proběhl, a na konci byly uvedeny a vyhodnoceny výsledky.

Při návrhu deflektoru byl největší důraz kladen na dodržení předpokladu, že pro eliminování kroutících momentů působením tlakových sil, musela být vnitřní stěna řízena kružnicí se středem ve středu čepu deflektoru. Stejně jak zkosení špičky, i tvar stěny a tloušťka deflektoru byla inspirována dle různých jiných deflektorů z praxe.

Pro zjištění kroutících momentů byla zvolena metoda CFD simulace proudění. Výpočet byl proveden pro 3 různé spády 60, 120 a 240 m. U jednotlivých spádů byl zjištěn kroutící moment pro různé pozice deflektoru, které byly definovány pomocí úhlu zavření. Úhel zavření γ je úhel, který svírá deflektor s dýzou Peltonovy turbíny. Tyto úhly byly $\gamma_1 = 55.749^\circ$, $\gamma_2 = 43.190^\circ$, $\gamma_3 = 31.292^\circ$, $\gamma_4 = 15.132^\circ$ a $\gamma_5 = 0^\circ$.

Při výpočtu byla zavedena různá zjednodušení. Jelikož se počítalo s vysokými rychlostmi na krátké dráhy, bylo gravitační zrychlení zanedbáno. Další zjednodušení bylo provedeno při konstrukci deflektoru. Pro odstranění ostré hrany po zkosení špičky deflektoru se v praxi většinou používá zaoblení. Protože takové malé zaoblení se modeluje moc obtížně, bylo nahrazeno jednoduchým oříznutím špičky na rovnou stěnu o 1 mm. Při tvorbě výpočetní sítě byla zanedbána tělesa v blízkosti čepu deflektoru (obrázek 21), která obsahovala různá tečná spojení, a vedla na zbytečné nekonformní rozhraní. Zanedbání těchto těles bylo dovoleno z důvodu, že do této oblasti voda vůbec neteče, takže kroutící moment tím není ovlivněn. Dále byl při provedení výpočtu zanedbán tvar dýzy a byl nahrazen "potrubím" o průměru vodního paprsku. Tento úkol byl řešen symetricky, tohle zjednodušení dovolilo pracovat s dvojnásobným počtem buněk, a tím bylo možné vytvořit lepší výpočetní síť v blízkosti stěn deflektoru.

Hlavním cílem při tvorbě geometrie fluidu a výpočetní sítě bylo vytvoření sítě skládající se pouze z HEXA elementů, při dodržení limitů studentské licence ANSYS. Dále byl velký

důraz kladen na podobnost jednotlivých geometrií a výpočetních sítí, aby tím výsledky nebyly ovlivňovány. Pro všechny úhly zavření je počet elementů a hustota sítí velice podobná. Počet elementů a těles se nachází na hranici studentské licence.

Pro řešení proudění kolem deflektoru byl zvolen model turbulence Realizable k- ϵ s nerovnovážnými stěnovými funkcemi. Peltonova turbína je rovnotlaká turbína, to znamená, že oběžné kolo i deflektor je uložen při atmosférickém tlaku ve vzduchu. CFD výpočet bylo nutné řešit jako dvoufázové proudění. Jako model byl zvolen Volume of Fluid. Materiály vzduch a voda byly zvoleny přímo z databáze Fluentu.

Výsledky z hlediska třecích a tlakových sil vycházely podle očekávání. Kroutící momenty od vnitřní stěny byly způsobeny pouze třecími silami. Výsledky momentů od zjednodušené špičky deflektoru ukazují, že zjednodušení zaoblení na rovnou stěnu způsobilo veliké změny. Kroutící momenty od špičky deflektoru působící na čep, tvoří až 50 % celkového momentu.

Při porovnání výsledků získaných pomocí CFD simulace s výsledky vypočítanými podle normy IEC 60 193 se došlo k závěru, že rozdíl při spádu 120 m je přibližně 5% a při spádu 240 m je 10%. Menší hodnoty, podle očekávání, nabývají výsledky z CFD simulace.

V poslední podkapitole práce byla provedena změna přepočtového vzorce pro kroutící moment deflektoru. K původnímu vzorci byla dodána konstanta α ve formě exponentu spádu. Tato konstanta byla vyjádřena z rovnice a dopočítána. Když se kroutící moment počítá podle normy, konstanta α má hodnotu 1. Po dopočítání konstanty podle CFD výpočtů nabývala hodnoty pro spád 120 m $\alpha_{120} = 0.9898$ a pro spád 240 m $\alpha_{240} = 0.9830$.

Překvapující výsledky jsou při úhlu zavření $\gamma_4 = 15.132^\circ$ a $\gamma_5 = 0^\circ$. Při těchto úhlech dochází ke zpětnému proudění na stěny deflektoru při stejných rychlostech. Toto zpětné proudění způsobí značný protimoment. Před výpočtem bylo předpokládáno, že maximum kroutícího momentu dostaneme při plném zavření, ale působením protimomentů se kroutící momenty v této pozici deflektoru minimalizovaly.

Vzhledem k tomu, že při porovnání CFD s normou, byly očekávány o mnoho větší rozdíly, výsledky ukazují opak. Když bereme do úvahy, že při návrhu deflektoru se určitě připočítá určitá rezerva z důvodu bezpečnosti, pak dá se říct, že hodnoty jsou téměř stejné.

Z časových důvodů už v této diplomové práci nelze výpočet upřesnit, ale v budoucnu by bylo jistě možné. Upřesnění výpočtu by spočívalo ve zvětšení počtu buněk. Další možnosti jsou schovány ve tvarování špičky deflektoru pro minimalizování kroutícího momentu. Dále by pro minimalizování bylo možné zkrátit délku deflektoru z důvodu snížení omývané plochy, na kterou působí třecí síly.

Nejlepší ověření CFD výpočtu je vždy experiment, proto by bylo nejlepší provádět měření v reálu na nějakém modelu.

7 Seznam použitých zdrojů

- [1] NECHLEBA, Miroslav. Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: určeno pro konstruktéry a provozní kádry i pro studující vysokých a průmyslových škol. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954. Řada energetické strojírenské literatury.
- [2] Pelton. *Mve.energetika.cz* [online]. Brno: mve.energetika, 2016 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/pelton.htm>
- [3] HALUZA, Miloslav. Tekutinové stroje I [přednáška]. Brno, 9. 10. 2018.
- [4] ŠOB, František. Hydromechanika. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [5] RUDOLF, Pavel. Výpočtové modelování proudění [přednáška]. Brno, 9. 10. 2018.
- [6] ŠTIGLER, Jaroslav. Teorie hydraulických strojů [přednáška]. Brno, 7. 07. 2017.
- [7] KOZUBKOVÁ, Milada. *Matematické modely kavitace a hydraulického rázu*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2043-9. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:6587fef0-17ad-11e4-8f64-005056827e52>
- [8] FLUENT 6.3 User's Guide. *Sharcnet* [online]. Fluent, 2006 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node880.htm>
- [9] Pelton_wheel_(US_Patent,_October_1880).jpg. In: *Wikimedia Commons* [online]. United States: Wikimedia Commons, 1880 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f8/Pelton_wheel_%28US_Patent%2C_October_1880%29.jpg
- [10] Nozzle. In: *Everything about solar energy* [online]. Solar Energy, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://energyprofessionalsymposium.com/?p=34484>
- [11] Pelton verticale 4 ugelli. In: *Www.ghiggia.it* [online]. Strambino: GHIGGIA, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.ghiggia.it/images/Disegni%20turbine/Pelton/Pelton2.jpg>
- [12] Pelton2. In: *Www.ghiggia.it* [online]. Strambino: GHIGGIA, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.ghiggia.it/images/Disegni%20turbine/Pelton/Pelton2.jpg>
- [13] Pelton wheel. In: *Www.walter-tools.com* [online]. Tübingen: Walter, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://www.walter-tools.com/SiteCollectionImages/industry-solution/energy/hydro-turbines/hydroturbine-pelton-wheels.jpg>

- [14] Wasserkraftwerke-3. In: *Www.lingenhoele.at* [online]. Feldkirch: Linghölle Technologie, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: http://www.lingenhoele.at/5_images/picts/620x350/wasserkraftwerke-3.jpg
- [15] Pelton turbine_von_obne. In: *Www.global-hydro.eu* [online]. Niederranna: Global Hydro, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: https://www.global-hydro.eu/fileadmin/user_upload/produkte/pelton/pelton turbine_von_obne.jpg
- [16] P1110732.JPG. In: *Www.hydrolink.cz* [online]. Rožtoky: Hydrolink, 2018 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.hydrolink.cz/prilohy/4/P1110732.JPG>

8 Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Rozměr	Veličina
a_i	$[N/m^3]$	objemové síly, kde $i=1, 2, 3$
c_0	$[m/s]$	střední rychlost vodního paprsku
c_{0-60}	$[m/s]$	střední rychlost vodního paprsku, pro spád 60m
c_{0-120}	$[m/s]$	střední rychlost vodního paprsku, pro spád 120m
c_{0-240}	$[m/s]$	střední rychlost vodního paprsku, pro spád 240m
c_1	$[m/s]$	rychlost v bodě 1
$C_{1\varepsilon}$	[1]	empiricky stanovená konstanta
$C_{2\varepsilon}$	[1]	empiricky stanovená konstanta
$C_{3\varepsilon}$	[1]	empiricky stanovená konstanta
c_A	$[m/s]$	rychlost v bodě A
CFD	zkratka	Computational Fluid Dynamics
C_μ	[1]	empiricky stanovená konstanta
D	$[m]$	průměr oběžného kola
d	$[m]$	průměr ústí dýzy
d_0	$[m]$	průměr vodního paprsku
g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
H	$[m]$	čistý spád
H_1	$[m]$	spád v bodě 1
H_{60}	$[m]$	spád 60m
H_{120}	$[m]$	spád 120m
H_{240}	$[m]$	spád 240m
H_B	$[m]$	brutto spád
H_Z	$[m]$	ztrátová výška
k	$[J/kg]$	turbulentní kinetická energie
M_{11d}	$[Nm]$	jednotkový moment deflektoru
M_{kCFD}	$[Nm]$	kroučící moment z CFD
$M_{kCFD-odtoková}$	$[Nm]$	kroučící moment od odtokové hrany podle CFD
$M_{kCFD-špička}$	$[Nm]$	kroučící moment od špičky podle CFD
$M_{kCFD-vnější}$	$[Nm]$	kroučící moment od vnější stěny podle CFD
$M_{kCFD-vnitřní}$	$[Nm]$	kroučící moment od vnitřní stěny podle CFD
M_{kd}	$[Nm]$	kroučící moment deflektoru (obecný)
$M_{kNORMA-60}$	$[Nm]$	kroučící moment pro spád 60m podle normy
$M_{kNORMA-120}$	$[Nm]$	kroučící moment pro spád 120m podle normy
$M_{kNORMA-240}$	$[Nm]$	kroučící moment pro spád 240m podle normy
\dot{m}_{pq}	$[kg/s]$	přenos hmoty z fáze p do fáze q
\dot{m}_{qp}	$[kg/s]$	přenos hmoty z fáze q do fáze p
n	$[1/s]$	otáčky
n_{11}	$[1/s]$	jednotkové otáčky
p	$[Pa]$	tlak (obecný)
p_0	$[Pa]$	tlak v bodě 0
p_1	$[Pa]$	tlak v bodě 1
p_A	$[Pa]$	tlak v bodě A
\bar{p}	$[Pa]$	časově středovaný tlak
p^*	$[Pa]$	součet střední hodnoty tlaku a turbulentního tlaku
Q	$[m^3/s]$	průtok (obecný)
Q_{11}	$[m^3/s]$	jednotkový průtok

Q_{60}	$[m^3/s]$	průtok při spádu 60m
Q_{120}	$[m^3/s]$	průtok při spádu 120m
Q_{240}	$[m^3/s]$	průtok při spádu 240m
q^{th}	[1]	označení kapaliny
R	[m]	poloměr oběžného kola
$R_{\check{c}}$	[m]	poloměr čepu deflektoru
R_k	[m]	poloměr kružnice která řídí vnitřní stěnu
S_{aq}	[1]	zdrojový člen
T	[s]	perioda
t	[s]	čas
Δt	[s]	časový krok
U	$[m^3/s]$	objemový průtok přes buňku
u	$[m/s]$	obvodová rychlost
V	$[m^3]$	objem buňky
v	$[m/s]$	rychlost (obecná)
v_i	$[m/s]$	rychlost, kde $i=1,2,3$
v_j	$[m/s]$	rychlost, kde $j=1,2,3$
VOF	zkratka	Volume of Fluid
v'	$[m/s]$	flukтуаční složka rychlosti
\bar{v}	$[m/s]$	časově středovaná rychlost
x_j	[m]	poloha, kde $j=1,2,3$
$Y_{Z1,A}$	$[J/kg]$	měrná ztrátová energie mezi body 1 a A
$Y_{ZA,0}$	$[J/kg]$	měrná ztrátová energie mezi body A a 0
α	[1]	exponent spádu
α_{120}	[1]	exponent spádu pro spád 120m
α_{240}	[1]	exponent spádu pro spád 240m
α_q	[1]	objemový podíl
γ	$[^\circ]$	úhel zavření
ε	$[m^2/s^3]$	rychlost disipace turbulentní kinetické energie
η_d	[1]	účinnost dýzy
μ_t	$[Pa \cdot s]$	turbulentní dynamická viskozita
ν	$[m^2/s]$	kinematická viskozita
ν_t	$[m^2/s]$	turbulentní kinematická viskozita
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
σ_k	[1]	empirický stanovená konstanta
σ_n	[1]	Prandtolovo turbulentní číslo
σ_ε	[1]	empirický stanovená konstanta
ϕ	[1]	parametre charakterizující účinnost

9 Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1: Patent Peltonovy turbíny z roku 1880 [9]	8
Obrázek 2: Dýza Peltonovy turbíny [10]	9
Obrázek 3: Vertikální, pohled z hora (vlevo) [11], Horizontální, pohled z boku (vpravo) [12]	9
Obrázek 4: Kolo z jednoho kusu (vlevo) [13], s přišroubovanými lopatkami (vpravo) [14]	10
Obrázek 5: Lopatky Peltonovy turbíny [15]	10
Obrázek 6 : Deflektor (vlevo) a deviator (vpravo) [4]	11
Obrázek 7: Deflektor Peltonovy turbíny namontován na dýzu [16]	12
Obrázek 8: Deflektor namontován na dýzu (foto z exkurze ČKD Blansko)	12
Obrázek 9: 3D model deflektoru (vlevo) a dýzy (vpravo) v řezu. Šipka ukazuje směr proudění. Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému.	14
Obrázek 10: Deflektor – pohled ze směru proudění (vlevo), řez z bočního pohledu (vpravo)	14
Obrázek 11: Detailní pohled na vstupní hranu deflektoru	15
Obrázek 12: zjednodušená schéma horního nádrže, přívodního potrubí a dýzy	17
Obrázek 13: rozložení rychlosti [5]	23
Obrázek 14: Řez deflektoru a dýzy v pozici 1 ($\gamma_1 = 55.749^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.	28
Obrázek 15: Řez deflektoru a dýzy v pozici 2 ($\gamma_2 = 43.190^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.	28
Obrázek 16: Řez deflektoru a dýzy v pozici 3 ($\gamma_3 = 31.292^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.	29
Obrázek 17: Řez deflektoru a dýzy v pozici 4 ($\gamma_4 = 15.132^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.	29
Obrázek 18: Řez deflektoru a dýzy v pozici 5 ($\gamma_5 = 0^\circ$). Dýza byla namodelována pouze pro ukázkou systému. Šipka ukazuje směr proudění.	30
Obrázek 19: Typy elementů výpočetní sítě v prostoru [5]	30
Obrázek 20: Rozdíl mezi konformní (vlevo) a nekonformní (vpravo) rozhraní sítí dvou těles.	31
Obrázek 21: Zjednodušení geometrie	32
Obrázek 22: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 1	33
Obrázek 23: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 1	33
Obrázek 24: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 2	34
Obrázek 25: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 2	34
Obrázek 26: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 3	35
Obrázek 27: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 3	35
Obrázek 28: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 4	36
Obrázek 29: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 4	36
Obrázek 30: 3D model (vlevo) a výpočetní síť (vpravo) – pozice 5	37
Obrázek 31: Detailní pohled na síť v blízkosti špičky deflektoru – pozice 5	37
Obrázek 32: Plocha okrajové podmínky – vstup (zelená barva)	39
Obrázek 33: Plocha okrajové podmínky – výstup (zelená barva)	39
Obrázek 34: Plocha okrajové podmínky – symetrie (zelená barva)	40

Obrázek 35: Plocha okrajové podmínky – stěna vodního paprsku (zelená barva).....	40
Obrázek 36: Plocha okrajové podmínky – stěna deflektoru, kde 1 je vnitřní stěna, 2 je vnější stěna, 3 je špička a 4 je odtoková hrana deflektoru	41
Obrázek 37: Průběh krouticího momentu v závislosti na čase (úhel 55.749° , spád 120 m)	43
Obrázek 38: Vizualizace proudění při úhlu 55.749° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)	44
Obrázek 39: Vizualizace proudění při úhlu 43.190° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)	45
Obrázek 40: Vizualizace proudění při úhlu 31.292° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)	45
Obrázek 41: Vizualizace proudění při úhlu 15.132° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1)	46
Obrázek 42: Vizualizace proudění při plném zavření, 0° (spád 120 m). Modrá barva značí vzduch (hodnota 0), červená značí vodu (hodnota 1).....	46
Obrázek 43: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 55.749° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s	47
Obrázek 44: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 43.190° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s	47
Obrázek 45: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 31.292° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s	48
Obrázek 46: Vektory rychlosti proudění při úhlu zavření 15.132° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s	48
Obrázek 47: Vektory rychlosti proudění při plném zavření 0° a spádu 60 m. Modrá barva značí rychlost 0 m/s, červená 36 m/s	49
Obrázek 48: Vizualizace proudnic při úhlu 55.749° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum	49
Obrázek 49: Vizualizace proudnic při úhlu 43.190° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum	50
Obrázek 50: Vizualizace proudnic při úhlu 31.292° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum	50
Obrázek 51: Vizualizace proudnic při úhlu 15.132° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum	51
Obrázek 52: Vizualizace proudnic při plném zavření 0° a spádu 60 m. Modrá barva značí minimum rychlosti a červená maximum	51
Obrázek 53: Průběh celkového krouticího momentu a krouticího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 60 m.	54
Obrázek 54: Průběh celkového krouticího momentu a krouticího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 120 m.	54
Obrázek 55: Průběh celkového krouticího momentu a krouticího momentu působeno od špičky deflektoru v závislosti na úhlu zavření γ pro konstantní spád 240 m.	54
Obrázek 56: Průběh krouticích momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 60 m.....	56
Obrázek 57: Průběh krouticích momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 120 m.....	56
Obrázek 58: Průběh krouticích momentů vypočítané dle normy a CFD pro spád 240 m.....	56

Tabulka 1: Výsledky kroutících momentů působící na čep deflektoru z programu ANSYS...	52
Tabulka 2: Finální výsledky kroutících momentů působící na čep deflektoru.....	53
Tabulka 3: Výsledky kroutících momentů vypočítané podle normy IEC 60 193	55
Tabulka 4: Číselné porovnání rozdílů výpočtových metod.....	57